

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARKADAN İTİŞLİ ARAÇLARDA ARKA AKS
DİFERANSİYEL SESİNİN NİTELENDİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Tarkan YAPICI**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

OCAK 2007

**ARKADAN İTİŞLİ ARAÇLARDA ARKA AKS
DİFERANSİYEL SESİNİN NİTELENDİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Tarkan YAPICI
(503021004)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Ocak 2007**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet GÜNEY
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Murat EREKE (İ.T.Ü.)
Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL (Y.T.Ü.)**

OCAK 2007

Önsöz

Öncelikli olarak, yüksek lisans çalışmam süresince göstermiş olduğu sınırsız destek ve rehberlik için, tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Ahmet GÜNEY'e şükranlarımı sunarım.

Bünyesinde bulunmaktan her zaman onur duyacağım FORD Otomotiv Sanayi A.Ş.'ye ve yönetmenim Sayın Bahar DARICI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Bilgisayar destekli analiz safhasında göstermiş olduğu destekten ötürü sayın Dr. Mert DOĞANLI'ya ve veri toplamasındaki desteğinden ötürü Sayın Stuart BUSHELL'e teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak uzun süren eğitim hayatım boyunca göstermiş oldukları sınırsız destek ve koşulsuz sevgilerinden ötürü annem ve babama teşekkür ederim.

Ocak 2007

Tarkan YAPICI

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ VE ÇALIŞMANIN HEDEFLERİ	1
2. TEORİ VE LİTERATÜR TARAMASI	4
2.1. Akustik Açıdan Gürültünün Değerlendirilmesi	4
2.2. Ses Yeğirliğı	7
2.3. Duyma ve Araç Öznel Sınıflandırma Ölçeğı	10
2.4. Arka Aksın Fonksiyonu ve Araç Gövdesine Tesisi	13
2.5. Arka Aks Islık Sesinin Oluşma Mekanizması	17
2.6. Hipoid Dişli Kavrama Frekansı	18
2.7. Temel Titreşim Bilgileri	24
2.7.1. Söndürölmemiş Serbest Titreşim	24
2.7.2. Söndürölmemiş Zorlanmış Titreşim	25
2.7.3. Viskoz Sönümleme	26
2.7.4. Yapısal Sönümleme	27
2.7.5. Frekans Karakteristiğı Fonksiyonu (FKF)	28
2.8. Arka Aks Sistem Modeli [$Y=f(x)$]	30
2.9. Vibroakustik Ses Ölçümleri	32
2.10. Hat Sonu Kontrol Tezgâhları	36
2.10.1. Ayna-Pinyon Dişli Seti Kontrol Tezgâhları	36
2.10.2. Hat Sonu Arka Aks Test Tezgâhları	37
3. KULLANILAN TEST VE ANALİZ DONANIMI	39
3.1. Test Aracı Spesifikasyonu	39
3.2. Kullanılan Ölçüm Aletleri	40
3.3. Bilgisayar Destekli Sonlu elemanlar Analizi	43
4. ARKA AKS TİTREŞİM ANALİZİ	44
4.1. Bilgisayar Destekli Sonlu Elemanlar Analizi	44
4.1.1. Taşıyıcı Kabuğun Titreşim Analizi	36

4.1.2. Pinyonun Titreşim Analizi	49
4.1.3. Diferansiyel Kutusu Sonlu Elemanlar Analizi	50
4.1.4. Aks Mili titreşim Analizi	51
4.2. Arka Aks Kompleksi Deneysel FKF Analizi	52
4.3. Araç Bazında Gürültü ve Titreşim Yayılım Yollarının Analizi	55
5. ARAÇ TESTLERİ, ÖLÇÜMLER ve ÖNERİLER	57
5.1. Vibroakustik Açından Kritik Gövde Tipinin Tayini	57
5.2. Kabin İçi Sesi, Aks Titreşimleri ve Arka Aks Rezonans Noktaları Arasındaki İlişkinin Örnekler Üzerinde İrdelenmesi	58
5.3. Muhtemel Çözüm Önerileri	63
5.3.1. Dışlı Kavrama Frekansının Ötelenmesi	63
5.3.2. Dışlı HTH Seviyelerinin Düşürülmesi	67
5.3.3. Taşıyıcı Kovanın Rijitliğinin Arttırılması	67
5.3.4. Aks Millerinin Doğal Frekanslarının Değiştirilmesi	67
5.3.5. Titreşim Transfer Yollarının Sönümleme Özelliklerinin Değiştirilmesi	68
6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA	69
KAYNAKLAR	70
EKLER	72
ÖZGEÇMİŞ	75

KISALTMALAR

FCSD	: FORD FORD Central Service Department
SPL	: Ses Basınç Seviyesi
NVH	: Noise Vibration and Harshness
HTS	: Hareket Transfer Hatası
FCPA	: FORD Current Production Audit
FKF	: Frekans Karakteristiği Fonksiyonu
HTH	: Hareket Transfer Hatası
RPM	: Birim Zamandaki Devir Sayısı
KPH	: Araç Hızı (km/h)
SWB	: Kısa Şasi
MWB	: Orta Uzun Şasi
LWB	: Uzun Şasi
ELWB	: Ekstra Uzun Şasi
L/R	: Alçak Tavan
M/R	: Orta Tavan
H/R	: Yüksek Tavan
CPU	: Computer Processing Unit
C/CAP	: Chassis Cab (kasalı hafif kamyon)
PNZA	: Pinyonun z Yönündeki İvmesi
DKF	: Dişli Kavrama Frekansı
DKFE	: Dişli Kavrama Frekans Eğimi
FKF	: Frekans Karakteristik Fonksiyonu

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Günlük yaşamdaki rastlanan gürültüler için SPL değerleri.....	6
Tablo 2.2. Araç öznel sınıflandırma ölçeği.....	12
Tablo 2.3. Transit araçta kullanılan arka aks tahvil oranları.....	19
Tablo 2.4. Dişli Kavrama Frekans Eğimi (DKFE).....	23
Tablo 2.5. Frekans karakteristiği fonksiyonu tanımlamaları.....	29
Tablo 3.1. Transit dişli kutusu kademe tahvil oranları.....	39
Tablo 4.1. Taşıyıcı kabuk sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı.....	45
Tablo 4.2. Taşıyıcı kabuğun serbest durumda titreşim analizi.....	46
Tablo 4.3. Taşıyıcı kabuğun sınır şartı altında titreşim analizi.....	47
Tablo 4.4. Pinyon sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı.....	49
Tablo 4.5. Diferansiyel kutusu sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı.....	50
Tablo 4.6. Aks mili sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı.....	51
Tablo 4.7. Aks mili titreşim analizi.....	52
Tablo 5.1. Öznel Araç Sınıflandırma Ölçeğine göre araçların 3.77 ve 4.27 tahvil oranlı aksların değerlendirilmesi.....	58
Tablo 5.2. 3.77 ve 3.73 tahvil oranlı dişlilerin kıyaslaması.....	64
Tablo 5.3. 5.11 ve 5.13 tahvil oranlı dişlilerin kıyaslaması.....	66

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. : Gürültü ve titreşim kaynaklı servis giderlerinin yıllara göre dağılımı.....	1
Şekil 2.1. : Ses dalgasının parametrelerinin şematik gösterimi.....	5
Şekil 2.2. : Frekans ile dalga boyu arasındaki ilişki.....	5
Şekil 2.3. : Ses basınç seviyesi ağırlaştırma ölçekleri.....	7
Şekil 2.4. : Ses yegînliği.....	8
Şekil 2.5. : Eş ses şiddet eğrileri.....	9
Şekil 2.6. : İnsan duyma sisteminin temel anatomisi.....	10
Şekil 2.7. : Arkadan itişli araçta aktarma organları konfigürasyonu.....	13
Şekil 2.8. : Diferansiyelin çalışması.....	14
Şekil 2.9. : Arka aksın patlatılmış resmi.....	15
Şekil 2.10.: Arka aks sınır diyagramı.....	16
Şekil 2.11.: Hareket Transfer Hatasının şematik gösterimi.....	17
Şekil 2.12.: Arka aksın gövdeye montajı ve transfer yolları.....	18
Şekil 2.13.: MT82 dişli kutusuyla kullanılan ayna-pinyon tahvil oraları için araç hızına göre dişli kavrama frekansı.....	21
Şekil 2.14.: MT75 dişli kutusuyla kullanılan ayna-pinyon tahvil oraları için araç hızına göre dişli kavrama frekansı.....	21
Şekil 2.15.: Tüm ayna-pinyon tahvil oraları için araç hızına göre dişli kavrama frekansı.....	22
Şekil 2.16.: Tek serbestlik dereceli sistemin temel modeli.....	24
Şekil 2.17.: Kuvvet- Yer değıştirme karakteristikleri.....	28
Şekil 2.18.: Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için reseptans grafiği....	29
Şekil 2.19.: Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için devinim grafiği.....	30
Şekil 2.20.: Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için inertans grafiği.....	30
Şekil 2.21.: Ayna-Pinyon montaj parametreleri.....	31
Şekil 2.22.: Parametre Diyagramı.....	33
Şekil 2.23.: Gürültü ve titreşim arka aks sistem modeli.....	34
Şekil 2.24.: Tipik spektrum grafiğine örnek.....	35
Şekil 2.25.: Ayna pinyon diş izi kontrolü.....	36
Şekil 2.26.: CNC kontrollü HTH ölçüm tezgahı (Gleason 600 HTT).....	37
Şekil 2.27.: Hat sonu arka aks test ünitesi.....	38
Şekil 3.1. : Kabin içi mikrofön pozisyonu.....	41
Şekil 3.2. : Arka aks ivme ölçümü.....	41
Şekil 3.3. : Kardan mili devir sayısı ölçümü.....	42
Şekil 3.4. : Verilerin işlenmesi (OROS 25) FFT analizörü ve dizüstü bilgisayar.....	42
Şekil 3.5. : Hyper Mesh ağ örücü ve Nastran analizörü.....	43

Şekil 4.1. : Taşıyıcı kabuk sonlu elemanlar modeli.....	44
Şekil 4.2. : Frekans karakteristik fonksiyonu analizi düğüm noktaları.....	48
Şekil 4.3. : Pinyon sonlu elemanlar modeli.....	49
Şekil 4.4. : Diferansiyel kutusu sonlu elemanlar modeli.....	50
Şekil 4.5. : Aks mili sonlu elemanlar modeli.....	51
Şekil 4.6. : Arka aks deneysel Karakteristik Frekans Fonksiyonu Analizi darbe noktaları.....	53
Şekil 4.7. : Damper braketleri üzerinden (D noktası) alınan titreşim değerleri.....	54
Şekil 4.8. : Makas braketleri üzerinden (S noktaları) alınan titreşim değerleri.....	55
Şekil 4.9. : Araç bazında ses transfer yollarının analizi.....	56
Şekil 5.1. : Kabin içi ses spektrumu (Araç: 120PS-MT75-5.11 tahvil oranı)...	59
Şekil 5.2. : Pinyon Burnu z yönündeki ivme değerleri (PNZA) (5.11 tahvil oranı).....	60
Şekil 5.3. : Kabin içi ses seviyesinin devir sayısı ile değişimi (5.11 tahvil oranı).....	60
Şekil 5.4. : Pinyon burnu titreşimi tepe noktalarının hipoid dişli kavrama frekansı- araç hızı grafiği üzerinde gösterilmesi.....	61
Şekil 5.5. : Kabin içi ses spektrumu (Araç: 135PS-MT82-3.77 tahvil oranı)	62
Şekil 5.6. : Pinyon Burnu Z yönündeki ivme değerleri (PNZA) (3.77 tahvil oranı).....	63
Şekil 5.7. : DKFE'nin 3.77 ve 3.73 oranları için kıyaslanması.....	64
Şekil 5.8. : Kabin içi ses spektrumu (Araç: 135PS-MT82-3.73 tahvil oranı)	65
Şekil 5.9. : Pinyon Burnu Z yönündeki ivme değerleri (PNZA) (3.73 tahvil oranı).....	65
Şekil 5.10. : DKFE'nin 5.11 ve 5.13 oranları için kıyaslanması.....	66

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan
b	: Viskoz sönümlleme katsayısı
c	: Ses hızı m/s
DKFE	: Dişli Kavrama Frekans Eğimi
f	: Frekans
f_H	: Hipoid dişli kavrama frekansı
F	: Harmonik değişken kuvvet
I	: Ses yeğlinliği
I_o	: Eşik ses yeğlinliği
k	: Rijitlik
K	: Adyabatik hacim modülü
L_p	: Ses basınç seviyesi
M	: Kütle
m	: Kütle
n	: Devir sayısı
n_1	: Sol güneş dişli devir sayısı
n_2	: Sağ güneş dişli devir sayısı
i_{1-3}	: Güneş dişliler arasındaki çevrim oranı
$i_{G,S}$	: Dişli kutusu tahvil oranı
i_A	: Arka Aks Tahvil Oranı
P	: Ses basıncı
P_0	: Referans ses basıncı, 20μPa
R_0	: Dinamik tekerlek yarıçapı
rpm	: Devir sayısı (d/dak)
V	: Hız (kph veya km/h)
W	: Ses gücü
W_A	: Ağırlaştırma ölçeği
α_p	: Pinyon dişli diş sayısı
λ	: Dalga Boyu
ρ	: Yoğunluk

ARKADAN İTİŞLİ ARAÇLARDA ARKA AKS DİFERANSİYEL SESİNİN NİTELENDİRİLMESİ

ÖZET

Yapılan bu çalışma temel olarak arkadan itişli araçlarda arka aks diferansiyel sesinin nasıl oluştuğu ve yayılma yolları incelenmiştir. Aksın yapısal titreşimleriyle, arka aks diferansiyel sesi arasındaki hem öznel hem de nesnel ilişileşim kurulmaya çalışılmış ve yapılan analizler sonucunda arka aks sesinin nasıl rahatsız edici olmaktan çıkarılabileceği irdelenmiştir.

Öncelikle, sesin rahatsız ediciliğini belirleyen temel unsur insan olduğundan, sesin oluşma teorisi ölçüm yöntemleriyle tanıtılmış ve insan kulağının nasıl duyduğu çalışmanın ilgilendiği kadarıyla anlatılmıştır. Sesin rahatsız ediciliğini öznel olarak sınıflandırmada kullanılan ölçek tanıtıldıktan sonra, alt yapı tesis etmesi açısından, arka aks tanıtılmış ve araç gövdesine nasıl tespit edildiği gösterilmiştir. Sistemin sinyal faktörleri, kontrol parametreleri ve kontrol dışı olan parametrelerinin tespitiyle kurulan gürültü ve titreşim arka aks sistem modelinin ışığında bir dizi analiz ile araç testi yürütülmüştür.

Analitik ve deneysel olarak yürütülen titreşim analizi sonucu elde edilen duyarlı frekansların, araç bazında yürütülen titreşim ölçümleriyle ilişileşimleri kurulduktan sonra, nihayet dişli kavrama frekansı ile tüm bu verinin ilişileşimi kurulmuştur. Elde edilen sonuçlar irdelenerek çözüm önerileri getirilmiş ve bunların kısa, orta ve uzun vadede nasıl hayata geçirilebileceği maliyet de göz önüne alınarak incelenmiştir.

Bunun yanı sıra arka aks imalatında parçadan parçaya değişimin kontrol altına alınması ve toplam kalitenin iyileştirilmesi için kullanılabilecek bir hat sonu test tezgahının nasıl olması gerektiği ile 'kabul / ret' kriterinin oluşturulmasında kullanılabilecek veri tabanının tesisi için metodoloji kurulmaya çalışılmıştır.

THE CHARACTERIZATION OF REAR AXLE DIFFERENTIAL WHINE IN REAR WHEEL DRIVE VEHICLES

SUMMARY

This thesis mainly concerns the mechanism of the rear axle differential whine noise and its transfer paths. The main objective of the work is to establish the subjective and objective correlation between the axle structural vibrations and interior noise, and generate the possible protective actions to obstruct rear axle differential whine noise.

As the main authority is the human to state the noise annoyance, firstly it is described what sound is, how it is defined and how human ear hears. After subjective vehicle evaluation rating scale is introduced, it is described how a rear axle is installed to vehicle body for background information. It is established that the P-diagram including signal factors, noise factors and control factors so that rear axle system model is generated, then the analysis&testing scope of the work to be conducted at next steps is decided.

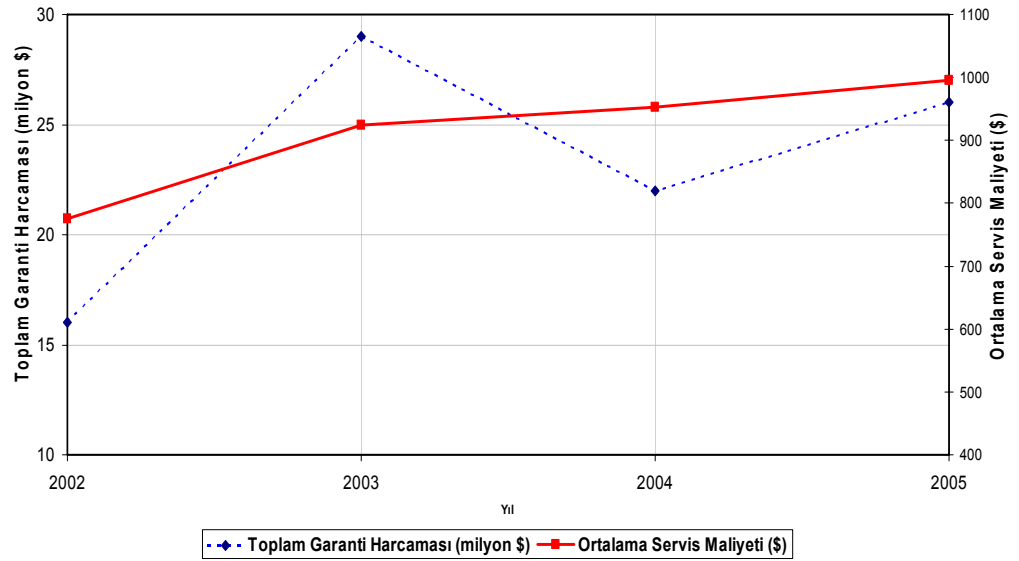
After correlating the results of the axle modal analysis and vehicle noise&vibration data, finally that data is correlated with hypoid gear mesh frequency. Some short term, mid term and long term preventive actions are recommended as per the results in terms of implementation cost and timing.

Additionally, test&data collection methodology is established to generate 'accept&Reject' criteria for a possible end of line noise and variation check test unit to improve the quality and reduce the par to part variability.

1. GİRİŞ VE ÇALIŞMANIN HEDEFLERİ

Ticari araç pazarında markalar arasında kıyasıya yaşanan rekabet, gürültü ve titreşim hedeflerini binek araçlarla kıyaslanabilecek kadar yükseltmiştir. Son yıllarda yaşanan teknolojik gelişmeler, araç içindeki diğer kabin içi gürültü kaynaklarını büyük oranda maskeleyen içten yanmalı Diesel motorları oldukça sessiz kılmıştır. Bunun sonucu olarak bir aktarma organı parçası olan arka aksın diferansiyel sesi sürücü tarafından ayırt edilir ve şikâyet edilir hale gelmiştir.

Gürültü ve titreşim nedeniyle garanti kapsamında karşılanan servis giderlerinin yıllara göre dağılımı FORD Merkezi Servis Departmanından (FCSD) alınan verilere göre Kuzey Amerika ve Avrupa arkadan itişli ticari araç pazarı için Şekil 1.1 de gösterilmiştir. Son yıllarda müşterilerden gelen talepler doğrultusunda güçlenen motorların ürettiği yüksek motor momentini karşılamak ve giderek artan taşıt ağırlıklarını taşımak için akslarda kullanılan çelik kalitesi ve ağırlığının artmasıyla, 2002 yılında yaklaşık 775\$ olan ortalama aks tamir bedeli, 995\$ seviyesine çıkmıştır. Arka aks değişimi taşıt üreticisinin garanti kapsamında karşılayacağı en pahalı servis giderlerindedir.



Şekil 1.1. Gürültü ve titreşim kaynaklı servis giderlerinin yıllara göre dağılımı

Ticari araç sürücüleri arasındaki genel bir yanlış kanı, arka aks diferansiyel sesinin taşıtın arka aksında ileriki yıllarda yaşanacak ve garanti kapsamı dışında kalacak bir problemin erken habercisi olduğudur. Bu nedenle arka aks sesini fark eden müşterilerinin büyük bir çoğunluğu aksın ayna-pinyon dişli setinin değiştirilmesini veya tamamıyla yeni bir aks talep etmektedir. Özellikle Türkiye pazarında aynı kooperatifte çalışan sürücülerden birinin dahi bu sesi fark etmesi, farkında olmasalar dahi kooperatifteki tüm sürücülerin servislere diferansiyel sesi şikâyetiyle başvurmasına yol açmaktadır. Sonuç olarak arka aks diferansiyel sesi hem marka imajına önemli ölçüde zarar verebilen, hem de garanti kapsamında karşılanan büyük servis giderlerine yol açabilen bir problemdir.

Çalışmaya konu olan araç, tüm ticari araç sürücülerinin gereksinimleri karşılayabilmek amacıyla oldukça geniş bir şasi, gövde, motor ve aktarma organları yelpazesıyla pazara sunulmaktadır. Bu geniş ürün yelpazesi, performans ve yakıt tüketimi hedeflerinin sağlanabilmesi için hali hazırda beş farklı tahvil oranında arka aks ile desteklenmektedir. 2007 yılı ortalarından itibaren beş silindirli yeni nesil motorların devreye alınmasıyla birlikte, seri imalatta aracın kullanılabilir yedi adet tahvil oranı olacaktır. Ticari araç pazarındaki rekabet, gelecek yıllarda ürün yelpazesinin giderek daha da genişleyeceğini göstermektedir. Böylesi bir çeşitlilikte, her bir tahvil oranına sahip arka aksın, farklı şasi ve gövde tiplerinde, seri imalat öncesinde gürültü ve titreşim açısından test edilerek doğrulanmasını, gerektirdiği prototip araç adeti ve ürün geliştirme fazları arasındaki süreler göz önüne alındığında imkansız kılmaktadır. Bu nedenle arka aks diferansiyel sesinin nitelendirilerek, kritik olan gövde tipinin tespiti önemlidir.

Çalışmanın içeriğini belirleyen hedefleri şu biçimde ifade edilebilir.

- Öznel olarak kabul edilebilir aks diferansiyel sesinin müşterinin algılaması yönünle temel gürültü ve titreşim değerlendirme ölçeğine göre belirlenmesi.
- Öznel değerlendirmelerle, nesnel ölçümler arasındaki ilgileşimin irdelenmesi, kritik gövde tipinin tayini.
- Aksın yapısal titreşimlerine gövdenin verdiği tepkinin ölçülüp aks sesi ile aksın yapısal titreşimleri arasındaki ilişkinin nitelendirilmesi ve aksın yapısal titreşimleri için üst sınırın tayin edilebilirliği.
- Arka aksın duyarlı olduğu frekansların tayini, araçtan alınan ses ve ivme ölçümleriyle ilgileşiminin irdelenmesi.

- Dişli kavrama frekansının, devir sayısına göre mevcut tahvil oranları için çıkarılması ve bu tahvil oranlarının aks sesi açısından birbiriyle kıyaslanması.
- Sonuçların irdelenerek muhtemel çözümlerin tayin edilmesi.
- Arka aks imalatı için hat sonu kontrol metotlarının araştırılması ve kullanabilecek kalite ölçeğinin tesisinin irdelenmesi.

2. TEORİ VE LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Akustik Açıdan Gürültünün Değerlendirilmesi

Ses, basit anlamıyla katı cisimlerin titreşimleriyle oluşan ve yayılma hızı tamamıyla bulunduğu ortama bağlı olan bir mekanik bir dalgadır. Sesin rahatsız ediciliğini anlatmak için gürültü terimi kullanılır. Ses kalitesi, duyulan belirli bir sesin niteliğinin öznel olarak belirlenmesinde kullanılan genel bir terimdir. Bilinen bir ses, farkı ortamlarda, öznel olarak farkı değerlendirilebilir [2].

Ses basınç seviyesinin önemli ölçüde daha düşük olmasına rağmen, sesin tanınması ve spektral karakteristiklerinin zamanla değişiminin algılanması, dinleyici tarafından bir sesin daha gürültülü veya daha rahatsız edici olarak sınıflandırılmasına sebep olabilir. Bu nedenle belirli bir sesin rahatsız ediciliği, sesin kalitesin ve dolayısıyla insanın algısına bağlıdır [3].

Ses temel olarak iki ölçülebilir değişken ile tanımlanabilir, frekans ve ses basınç seviyesi (SPL). Yukarıda belirtildiği üzere sesin yayılma hızını bulunduğu ortam belirler ve bu hız genel olarak aşağıdaki formül ile hesaplanır [4].

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2.1)$$

c: Hız

K: Adyabatik hacim modülü

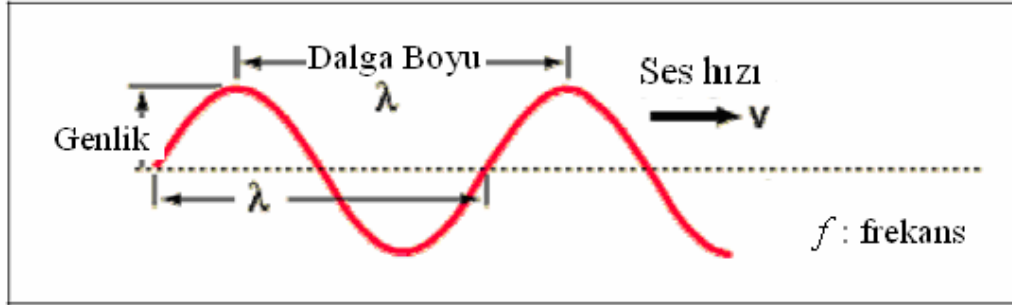
ρ : Yoğunluk

Sesin havadaki hızı, yukarıda verilen değişkenlerin bölgesel olarak ve zamanla değişmediği kabul edilirse, genel kabul olan 340m.s^{-1} değeridir. Mekanik bir dalga olan sesin hızı, dalga boyu ve basınç değişimlerinin bir saniyedeki tekrar sayısı olarak nitelendirilebilecek frekans ile aşağıdaki biçimde ifade edilir [4,5].

$$c = \lambda * f \quad (2.2)$$

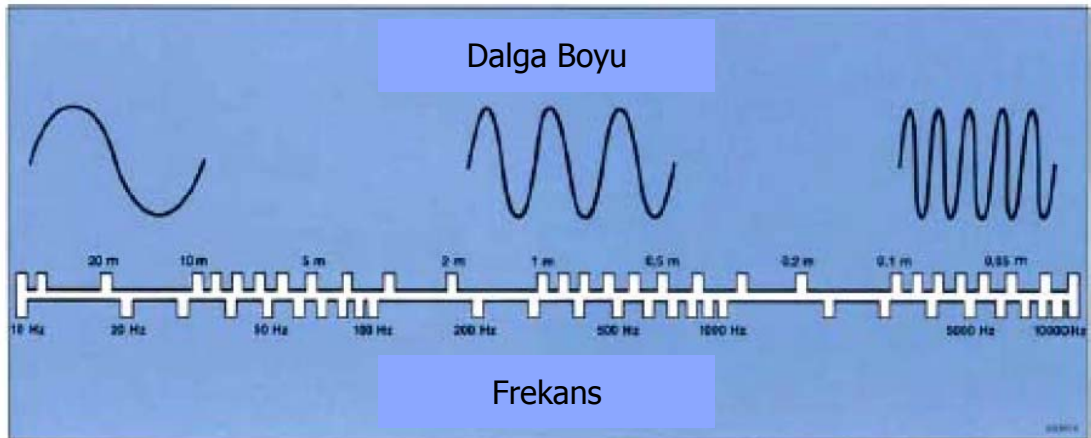
λ : Dalga boyu

f : Frekans



Şekil 2.1. Ses dalgasının parametrelerinin şematik gösterimi

Görüldüğü üzere dalga boyu ile frekans arasındaki değişim ters orantılıdır. Yani uzun dalga boyları küçük frekanslar, kısa dalga boyları büyük frekanslar gerektirir. Bu durum Şekil 2.2 içerisinde resmedilmiştir.



Şekil 2.2. Frekans ile dalga boyu arasındaki ilişki

Sesi belirleyen ikinci değişken ise ses basınç seviyesidir. Ses dalgaları çarptıkları yüzeylerde klasik basınç ölçü birimi pascal (N/m^2) ile belirtilebilecek bir etki yaparlar. İnsanın oldukça geniş olan duyma aralığını nedeniyle, sesin bu etkisi klasik basınç ölçü birimi yerine, logaritmik bir ölçek olan ses basınç seviyesi (L_p) ile ölçülür ve birimi desibeldir (dB).

$$L_p = 20 \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (2.3)$$

P : Ses basıncı

P_0 : Referans ses basıncı, 20 μ Pa

Formülden anlaşılacağı üzere ses basıncı 20 μ Pa, yani referans ses basıncına eşit olduğunda, ses basınç seviyesi '0 dB' olacaktır ve bu seviye insanın duyma sınırındır. Günlük yaşamda rastlanabilecek seslerin desibel ölçeğine göre sınıflandırması Tablo 2.1 içerisinde bulunabilir [6].

Tablo 2.1. Günlük yaşamdaki rastlanan gürültüler için SPL değerleri

Ses Basıncı [N/m ²]	Ses Basınç Seviyesi L_p [dB]	Tanımlama
$2 \cdot 10^{-5}$	0	Duyma sınırı
$2 \cdot 10^{-4}$	20	Hafif Rüzgâr sesi, orman
$2 \cdot 10^{-3}$	40	Kütüphane
$2 \cdot 10^{-2}$	60	Ofis
$2 \cdot 10^{-1}$	80	Kalabalık bir cadde
$2 \cdot 10^0$	100	Darbeli çekiç, siren
$2 \cdot 10^1$	120	Jet motoru
$2 \cdot 10^1$	140	Acı sınırı, üst sınır

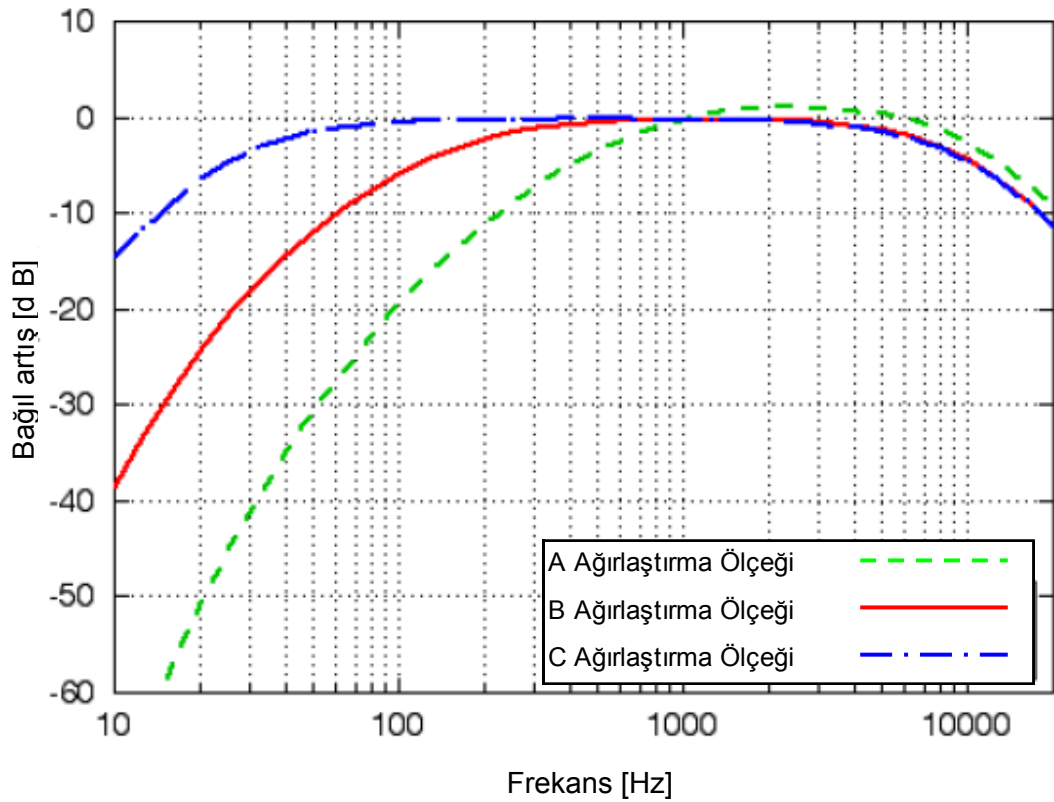
Sesinin yarattığı basınç etkisinin ölçülmesinde desibel ölçeğinin pascal ölçeğine tercih edilmesinin altındaki diğer bir neden, insan kulağının bir desibellik logaritmik değişimi algılamaya yetenekli olmasıdır. Buna ek olarak, ses basınç seviyesindeki 6 dB bir artış, basıncın pascal olarak iki katına çıktığını anlamına gelse de, öznel olarak bir sesin iki kat şiddetli olarak değerlendirilmesi için ses basınç seviyesinde en az 10dB bir artış gereklidir [2].

İnsan kulağının algılama yeteneğinin en fazla duyarlı olduğu 2 kHz ile 5kHz frekans aralığında, insanın yakalayabileceği en küçük ses basınç seviyesi değişimi 3 dB olmaktadır [2,3]. Bu aralığın dışına çıkıldıkça insan kulağının ses basınç

değişimlerini algılamadaki yeteneği giderek düşer. Bu gerçeği karşılamak için, ölçüm aletlerinin duyarlılığı 1 kHz altı ve 4 kHz üstü frekanslarında, diferansiyel sessin ölçümünde de olduğu gibi, genelde 'A' ağırlaştırma ölçeği kullanılarak modifiye edilir. Frekansın bir fonksiyonu olarak 'A' ağırlaştırma ölçeğinin yaklaşık olarak nasıl hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$W_A = 10 \log \left[\frac{1.562339 f^4}{(f^2 + 107.65265^2)(f^2 + 737.86223^2)} \right] + 10 \log \left[\frac{2.24288 \cdot 10^{16} f^4}{(f^2 + 20.598997^2)^2 (f^2 + 12194.22^2)^2} \right] \quad (2.4)$$

Bilinen 'B' ve 'C' ağırlaştırma ölçekleri öznel değerlendirmelerle uyumlu olmadığından kullanılmamaktadır. Şekil 2.3 de bu ölçekler gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Ses basınç seviyesi ağırlaştırma ölçekleri

2.2 Ses Yeğİnliği

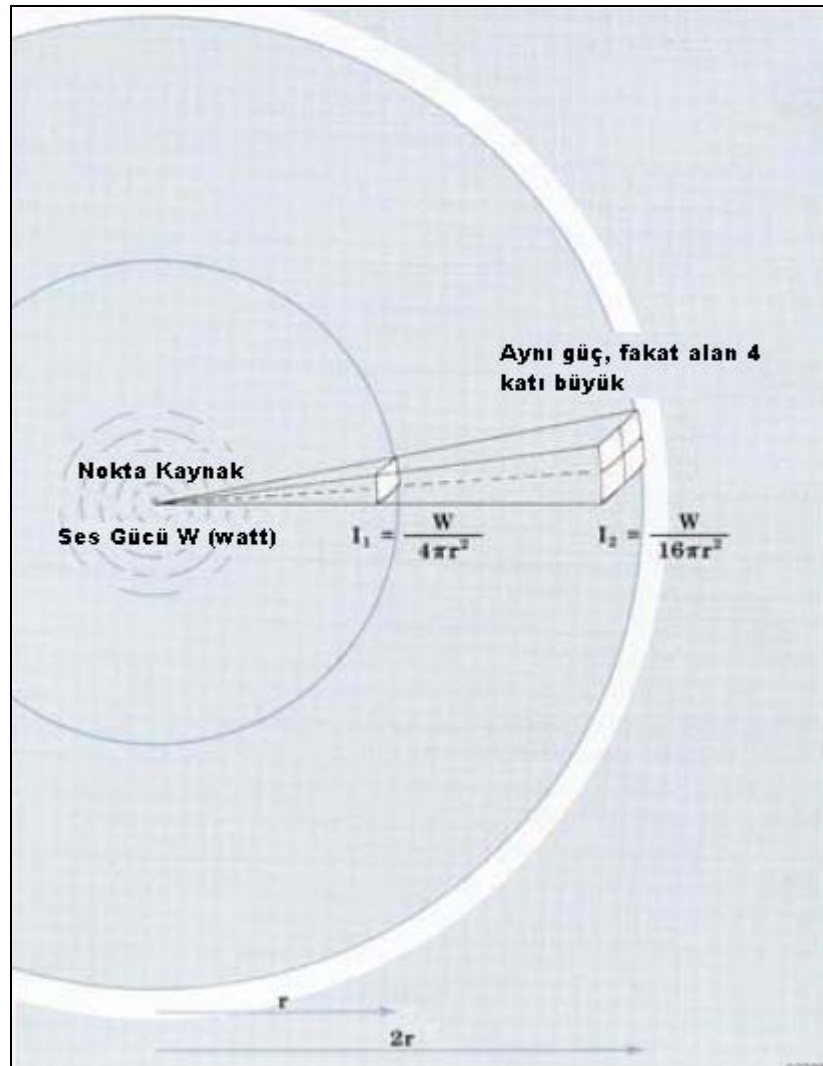
Gürültü şiddeti, duyulan bir sesin sertliğini tabir etmekte kullanılan öznel bir terimdir ve ses yeğİnliği ile yakından ilgilidir [4]. Ses yeğİnliği, basit olarak SI sistemine göre

1 m² olan birim alandaki ses gücüdür ve birimi watt/m²'dir. Ses gücünün nasıl yayıldığı ve ses yeğirliğin nasıl hesaplandığı, kaynaktan r ve 2r uzaklıkları için örneklerle Şekil 2.4 içerisinde verilmiştir.

$$I = \frac{W}{A} \quad (2.5)$$

W : Güç

A: Alan



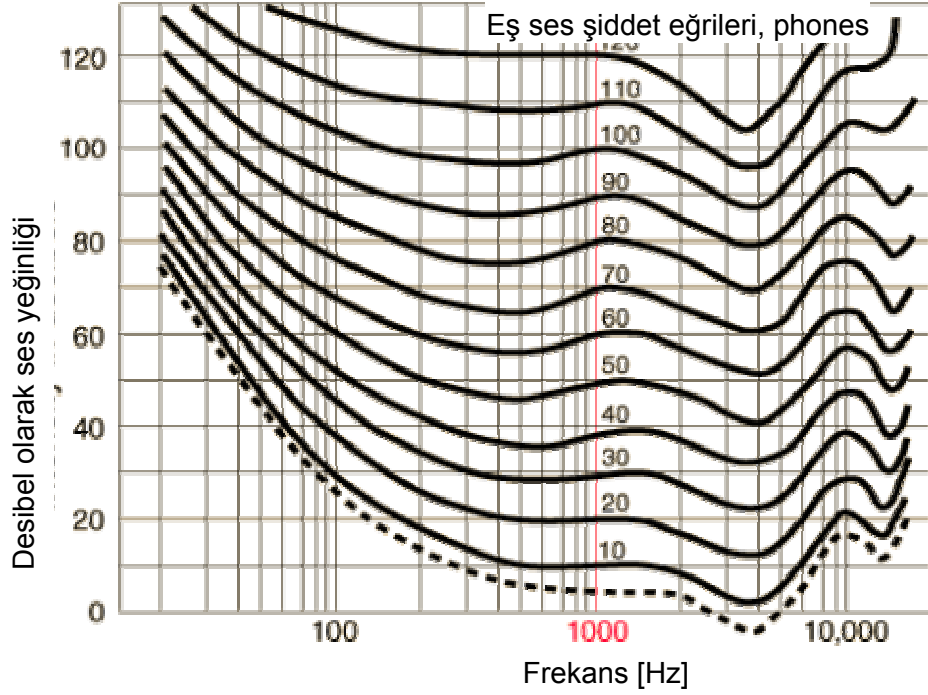
Şekil 2.4. Ses yeğirliği

Ses basınç seviyesine benzer olarak, ses yeğirliği duyma sınırına denk gelecek biçimde tariflenen bir eşik değere göre tanımlanıp logaritmik ölçek ile desibel olarak gösterilebilir.

$$I(dB) = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad (2.6)$$

I_0 : Eşik ses yeğinliği, $I_0 = 10^{-12} \text{ watt} / \text{m}^2$

İnsanın duyma duyarlığının frekans ile değişmesi nedeniyle, aynı ses yeğinliğindeki iki sesin, öznel olarak gürültü şiddetinin aynı olduğu anlamına gelmez. Bu nedenle 'phon' ölçeği üzerine kurulmuş Şeki 2.5 de verilen eş gürültü şiddet eğrileri tanımlanmıştır.



Şekil 2.5. Eş ses şiddet eğrileri

İnsan kulağının tonal hafızası oldukça duyarlıdır, fakat genliğe ilişkin hafıza oldukça sınırlıdır. Bunun bir sonucu olarak insan bildiği bir sesi kolaylıkla tanıyabilir, fakat gürültü şiddetini öznel olarak sınıflandırma yeteneği sınırlıdır. Bunun üstesinden gelmek için Berker tarafından dişli kutusu inleme sesine karşı yürütülen çalışmada, istatistiksel açıdan oldukça fazla sayıda hat seviyesi araç kullanılarak bu etkenin önüne geçilmeye çalışılmıştır [7].

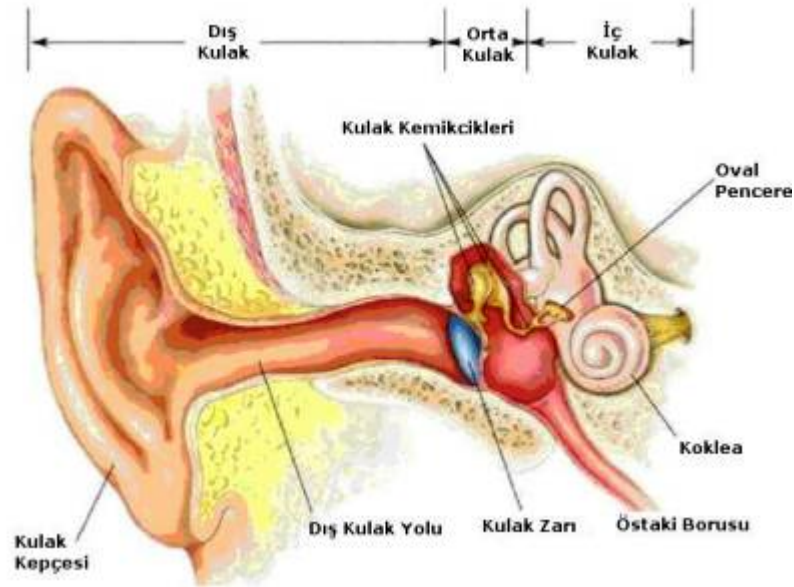
Blankenship benzer bir çalışmayı dişli kutusu inleme sesi konusunda, fakat araç yerine dişli kutusunu bağladığı bir test tezgâhı üzerinde yürütmüştür [9]. Gövde üzerinde iki noktadan ivme, bir noktadan ise mikrofon ile ses verisi toplamış ve öznel gürültü şiddeti değerlendirmelerini iki eğitimli operatöre yaptırmıştır. Test tezgâhında

değerlendirdiği dişli kutularını daha sonra araç üzerinde kontrol etmediğinden, dişli kutusu araç üzerine yerleştirildiğindeki durum için öznel sınıflandırma ve nesnel veri arasındaki ilgileşimi kurulamamıştır.

2.3 Duyma ve Araç Öznel Sınıflandırma Ölçeği

Tüm ürünlerin kullanıcının ürünün performansı algılamasında direkt etkili olduğundan dolayı müşteri memnuniyeti açısından kritik olan karakteristikleri vardır. Arka aks diferansiyel sesine gelince, müşteri aracı kullanırken sessin oluşma mekanizmasını bilmek zorunda değildir ve doğal olarak gürültünün yarattığı rahatsız edici durumla daha çok ilgilenir. Bu nedenle arka diferansiyel sesi nitelendirilirken, insanın duyma yetisinin belirlediği rahatsız ediciliğin nasıl algılandığı önemlidir.

Kulak basınç değişikliklerini algılayabilen ve bu basınç değişikliğini sinirler vasıtasıyla beyne ileten, bu sayede duymamızı sağlayan organımızdır. İşitme ve denge organını içinde bulunduran yapıdır ve Şekil 2.6 da görüldüğü üzere dış kulak, orta kulak ve iç kulak olmak üzere 3 kısımdan oluşur [10].



Şekil 2.6. İnsan duyma sisteminin temel anatomisi

Dış kulak, iki kısımdan meydana gelmiştir. Dışa doğru çıkıntı yapan kısmına kulak kepçesi (auricula) adı verilir. Burayı orta kulağa bağlayan kanal ikinci kısmı oluşturur ve dış kulak yolu (meatus acusticus externus) olarak adlandırılır. Dıştan içe doğru uzanan bu kanal yaklaşık 2,5 cm kadardır. Kanalin bir kısmı kıkırdak, diğer kısmı kemik yapısındadır. Kıkırdak kısmı üzerinde tragi adı verilen kıllar vardır. Kanal

içinde bezlerin salgısı ve bunların üzerine binen tozlar sonucu kulak kirleri (cerumen) oluşur. Bu kirler birleşip kuruduğu zaman (buşon) kanalı tıkayabilir ve işitmeye engel olabilirler.

Dış kulak yolunun sonunda yarı saydam olan sedef renginde kulak zarı (membrana tympani) bulunur. Kulak zarı; dış kulak ile orta kulağı birbirinden ayırır. Her iki yüzü, atmosfer basıncı ile dengelenmiştir. Zarın iç yüzünü, östaki borusu (tuba auditiva) aracılığı ile boğazdan (pharynx) gelen hava dengeler. Böylece kulak zarının içe çökmesi engellenmiş olur.

Orta kulak, yaklaşık 0,5 cm³ hacminde küçük bir boşluktur. İçinde hava ve 3 tane küçük kulak kemikçisi bulunur. Boşluğa östaki borusu aracılığıyla hava gelir. Boşluğun arka duvarı temporal kemik içerisinde yer alan mastoid hava hücrelerine (cellulae mastoideae) açılır. Birbiri ile eklemleşen üç kemik timpan zarına çarpan ses dalgalarının genliğini yükselterek, iç kulaktaki sıvıya iletirler. Kulak zarına tutunan ilk kemik malleus (çekiç kemiği)'tur. Ortadaki incus (örs), sondaki ise stapes. (üzengi)'tir. Üzengi kemiği oval pencere (fenestra vestibuli) adı verilen açıklık üzerine oturur.

İç kulak, çok karışık yapılardan oluşan ve önemli fonksiyonlar üstlenen kısımdır. Hepsi de temporal kemik içerisinde yer alan, birbirinden ayrı üç kemik boşluktan meydana gelir. Bu kemik boşluklara kemik labirent (labyrinthus osseus) adı verilir. Kemik labirent üç bölümden oluşur. Oval pencerenin açıldığı kısma vestibulum denilir. Diğer ikisi ise cochlea (salyangoz kabuğu) ve semisirküler kanallardır (canalis semisircularis osseus, kemik yarım daire kanalları).

Vestibulum merkezde olmak üzere; önünde cochlea, arkasında semisirküler kanallar yerleşir. Her üç bölme de, perilenfa adı verilen sıvı ile doludur. Kemik labirentin içinde, labirentin kıvrımlarına uyan ve içi endolenfa ile dolu olan zar labirent (labyrinthus membranaceus) bulunur. Zar labirentin, kemik labirent kısımlarına uyan bölmeleri şunlardır: Vestibulum içindeki kısmı, utriculus ve sacculus'tur. Cochlea içinde kalan kısmı ductus cochlearis ve semisirküler kanallar içinde yer alan kısmı da ductus semisircularis adını alırlar.

Mekanik ses uyarılarını elektrik impulslarına dönüştüren reseptörlere işitme veya corti organı denir. Bu reseptörler zar cochlea'nın (ductus cochlearis) içinde yerleşmiş olarak işitme siniri (n. cochlearis) ile irtibat halindedirler. Dış kulak yolu içinde ilerleyen ses dalgaları, kulak zarını titreştirerek buraya temas eden kulak kemikçiklerini harekete geçirir.

Burada genliği yükselen ses dalgaları, kemik labirent içindeki perilenfa'ya taşınır. Buradan da endolenfa membranına ulaşırlar. Endolenfa'da ki dalgalanma ince saç kılı şeklindeki reseptörleri (corti organı) uyarır. Bu işlem, sinir impulslarının başlamasını ve işitme siniri ile beyne taşınmasını sağlar.

İnsanın duyma yeteneği yaşlanmayla birlikte değiştir. İnsan duyma sisteminin 300 Hz altında ve 8 KHz üzerindeki sesleri algılayabilmesi için daha yüksek ses seviyelerine ihtiyaç vardır. Gerçek yaşamda ortalama bir insan 50 Hz altı ve 15 KHz üzeri sesleri algılayamaz. İnsanın duyma sistemi, 40 dB ile 80 dB ses basınç seviyesi aralığı ve 300 Hz ve 5 KHz frekans aralığında, ardı ardına duyduğunda, aralarında 1 dB kadar fark olan iki sesin, hangisinin daha gürültülü olduğunu ayırt edebilir. Fakat bu sesler birbirinden bağımsız olarak duyulduğunda, yani aralarında saatler, günler varsa, ayır edilebilirlik için 3 dB bir fark gerekir [3].

Araçların gürültü açısından değerlendirilmesinde, taşıtı günlük hayatında kullanacak olan sürücülerden faydalanılması pratik açıdan mümkün olmadığından, bu işi eğitimli NVH mühendisleri tarafından Tablo 2.2'de verilen araç öznel sınıflandırma ölçeği temel alınarak yapılır. Öznel değerlendirmeler, doğası gereği tamamıyla gözlemcinin dürüstlüğüne ve yeteneğine bağlıdır. İnsanın tonal hafızası, gözlemcinin tespit ettiği bir probleme odaklanmasına, aynı seviyedeki problemin sürüşten sürüşe daha kötü değerlendirilmesine neden olabilir.

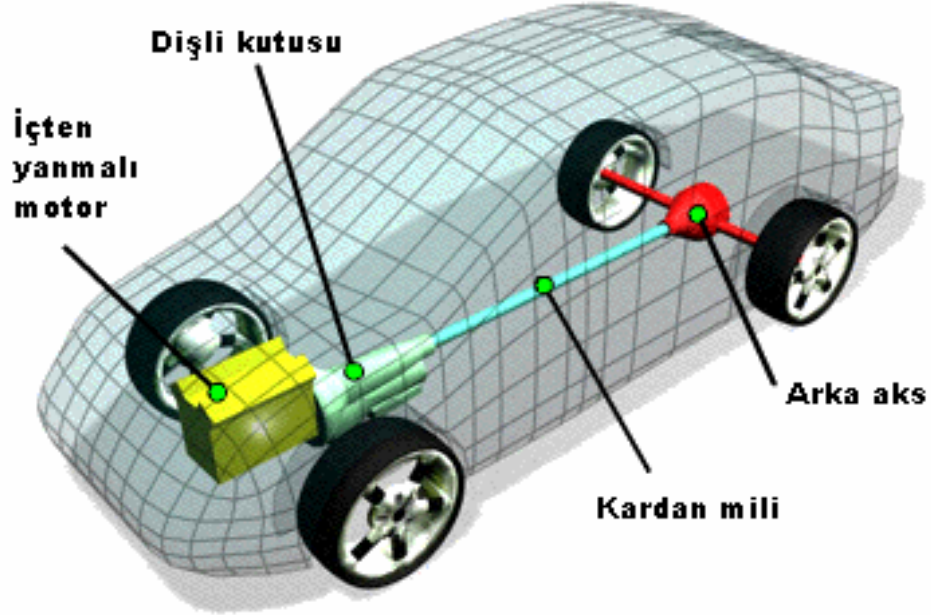
Tablo 2.2. Araç öznel sınıflandırma ölçeği

PUAN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DEĞERLENDİRME	ÇOK KÖTÜ			MÜŞTERİ ŞİKAYETİ	SINIR	ANCAK KABUL EDİLEBİLİR	UYGUN	İYİ	ÇOK İYİ	KUSURSUZ
NVH SINIFLANDIRMASI	KABUL EDİLEMEZ			UYGUNSUZ	GELİŞTİRME GEREKLİDİR	ORTA	AZ	ÇOK AZ	SADECE İZ	HİÇ YOK
FARK EDİLEBİLİRLİK	TÜM MÜŞTERİLER	MÜŞTERİLERİN BÜYÜK ÇOĞUNLUĞU			KRİTİK MÜŞTERİ			EĞİTİMLİ GÖZLEMÇİ	ALGILANAMAZ	
PROSEDÜR	TEDBİR GEREKLİDİR				ARAŞTIRMA GEREKLİDİR		KABUL		SONUÇLARI KONTROL ET	

Aracın müşteri tarafından herhangi bir şikâyetle konu olamaması için minimum 6 ile sınıflandırılması gereklidir. Bunun altındaki puanlamalarda servislerden şikâyetlerin gelmesi kuvvetle muhtemeldir. Bir araç için değerlendirmenin 7 ve üzeri olması durumunda, 'kritik müşterinin' dahi, araçla ilgili gürültü ve titreşim kaynaklı bir şikâyete sahip olması beklenmez. 5.5 un altındaki araçlar satış onayı alamazlar.

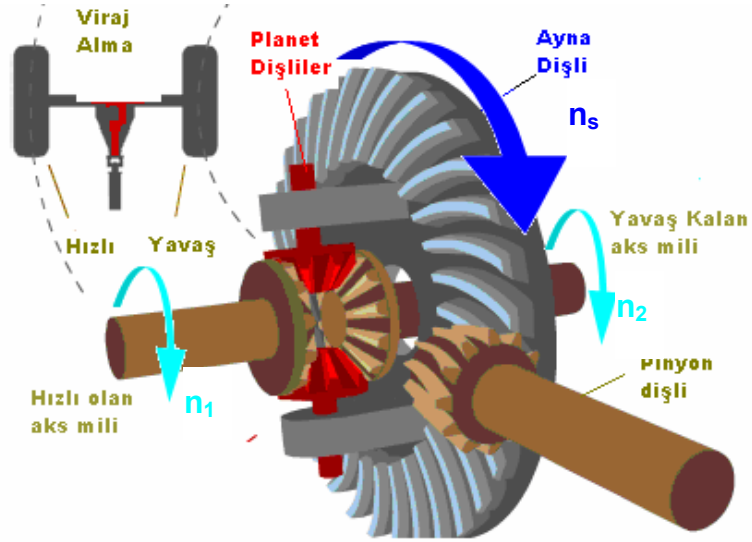
2.4 Arka Aksın Fonksiyonu ve Araç Gövdesine Tesisi

Arka aks kardan mili üzerinden gelen motor momentini tekerlere iletirken aynı zamanda gövdenin düşey ağırlığını destekleyen, seksen kadar alt parçanın bir araya gelmesiyle oluşmuş oldukça karmaşık bir güç aktarma sistemidir.



Şekil 2.7. Arkadan itişli araçta aktarma organları konfigürasyonu

Çalışmada kullanılan aracın üzerinde kullanılan arka aks tasarım açısından ‘tam bağımsız’ olarak nitelendirir. Bunun anlamı motor momentini tekerlere ileten aks millerinin, hiçbir biçimde aracın düşey ağırlığını karşılamamasıdır. Şekil 2.1 içerisinde gösterildiği üzere, aracın düşey ağırlığı sağ boru, sol boru ve kovandan oluşan kabuk ile karşılanır. Kardan mili giriş momenti, kovan içerisine yaltaklanan pinyon dişliyle doksan derece yön değiştirerek ayna dişliye bağlı olan diferansiyel kutusuna iletilir. Diferansiyel kutusu tahvil oranıyla artırılan kardan mili giriş momentini, güneş dişlilere, oradan da aks millerine dağıtan bir planet dişli mekanizmasıdır. Taşıtların doğrusal hareketlerinde, aks millerinin bağlı olduğu güneş dişliler, dolayısıyla tekerlekler aynı hızda dönerler ve mekanizma bir dişli kavrama gibi çalışır. Virajlı yollardaki hareket esnasındaysa, viraj merkezine yakın tekerlek, uzak tekerleğe oranla daha az dönmek zorundadır. Bu durumda planet dişliler diferansiyel kutusu istavroz mili eksenini etrafında dönerler ve mekanizma bir planet dişli mekanizması olarak çalışır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Diferansiyelin çalışması

Diferansiyel mekanizmasının çalışması esnasında güneş dişlilerin devir sayıları arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir.

$$i_{1-3} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s} \quad (2.7)$$

i_{1-3} : Güneş dişliler arasındaki çevrim oranı

n_1 ve n_2 : Sol ve sağ güneş dişli devir sayısı

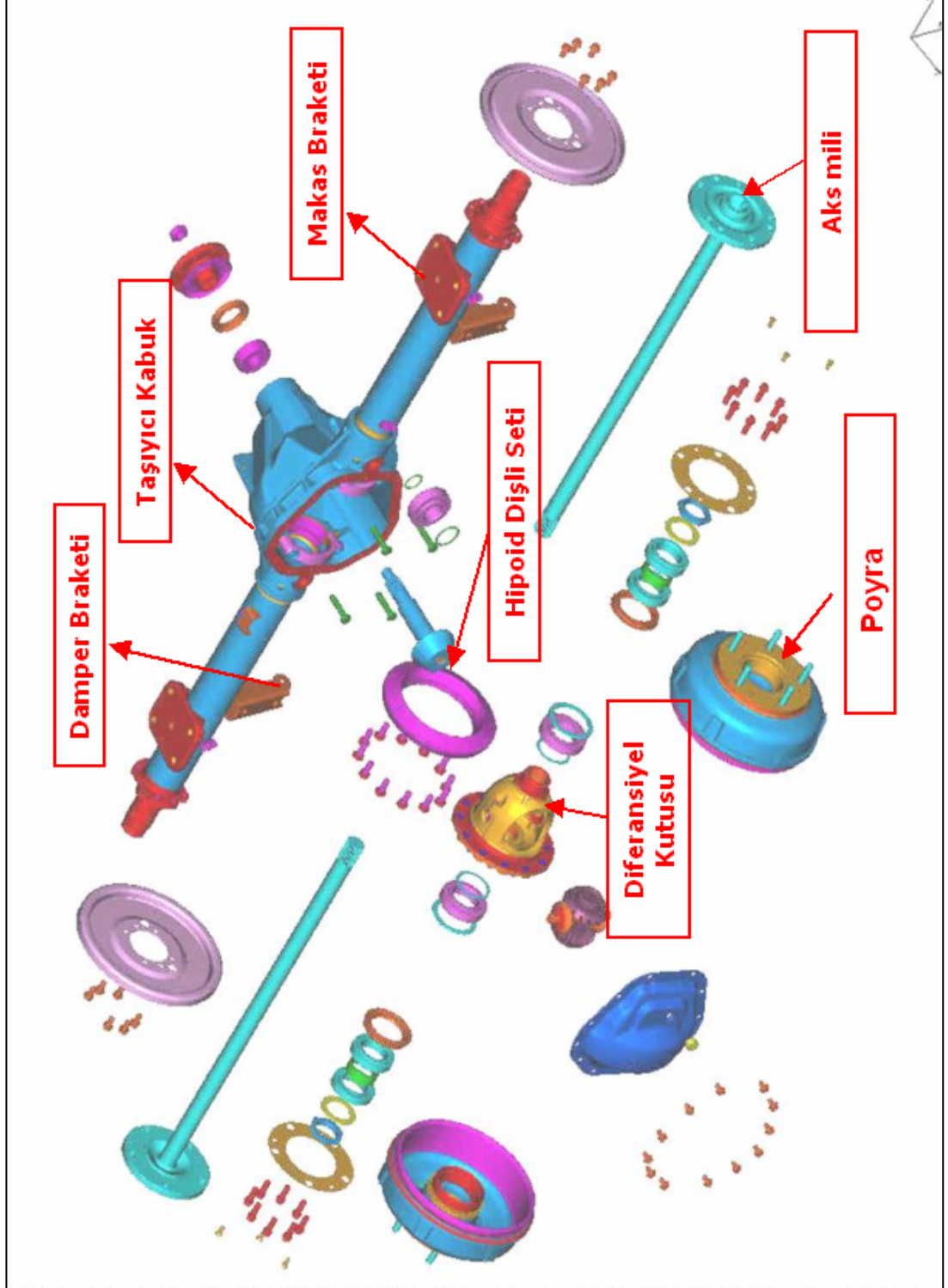
n_s : Diferansiyel kutusu devir sayısı

İki güneş dişlinin diş adetleri yuvarlanma daireleri çapları eşit olduğundan $i_{1-3} = 1$ dir. Dolayısıyla dorusal harekete iki güneş dişlinin devir sayıları toplamı $2n_s$ kadardır. Tekerlerden biri frenlendiğinde, diğer teker $2n_s$ hızıyla döner.

Ayna ve mahruti dişlilerin kavraması esnasında, pinyon devir sayısı ve diş sayısının bir fonksiyonu olan çalışma frekansı ile oluşan aksın yapısal titreşimleri çalışmanın temelinde ilgilendiği konudur. Arka aksın içerisindeki parçaların birebiriyle olan etkileşimleri Şekil 2.9 de verilen sınır diyagramında resmedilmiştir.

Şekil 2.10'de gösterildiği üzere, arka aksın gövdeye bağlantısı, yaprak yaylar üzerinden, yaprak yayların gövdeye bağlantıya kauçuk elamanlar ile olmaktadır. Arka aksla, taşıt arasındaki diğer eleman, damper braketleri üzerinden aksın taşıyıcı

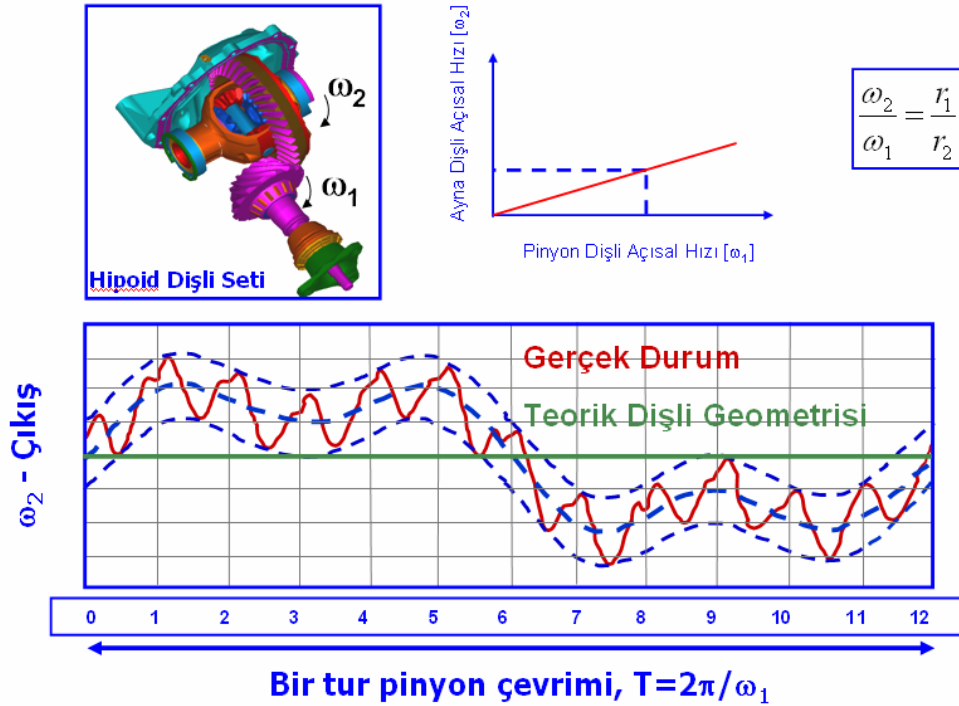
kabuğuna bağlı olan sönümleyici damperlerdir. Her iki elemanda arka aks titreşimlerinin gövdeye iletimindeki yapısal transfer fonksiyonunun önemli elemanlardır.



Şekil 2.9. Arka aksın patlatılmış resmi

2.5 Arka Aks Diferansiyel Sesinin Oluşma Mekanizması

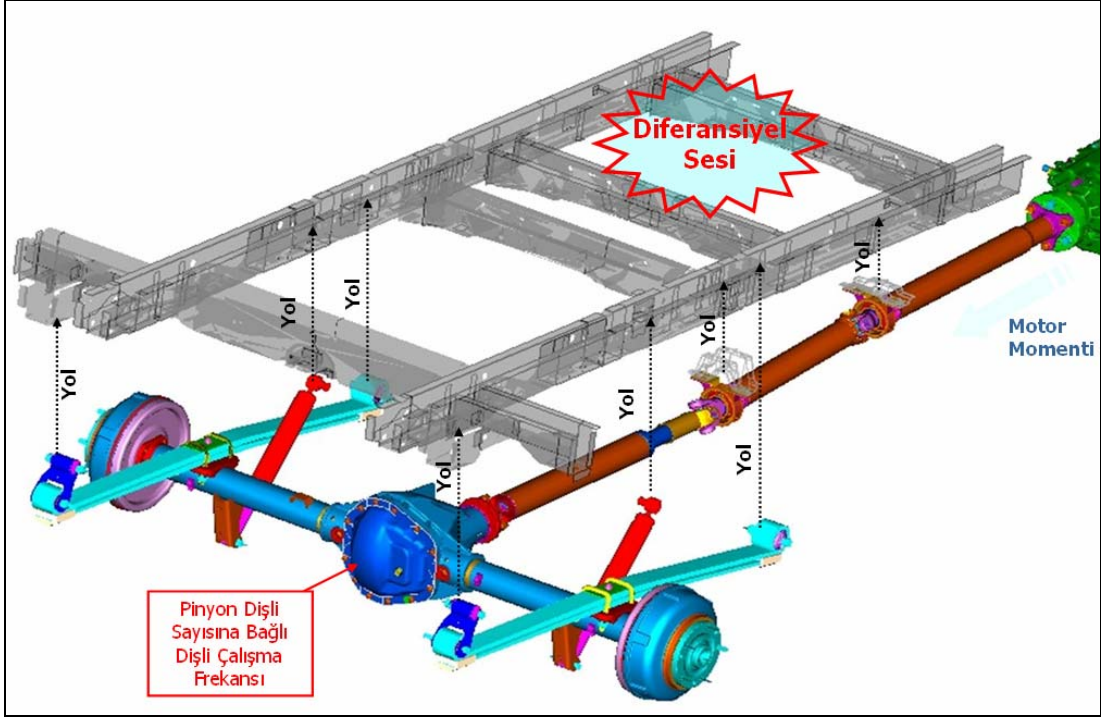
Arka aks diferansiyel sesi, 300-1000 Hz arasında ayna pinyon dişli setinin mükemmel olamayan kavraması esnasında ortaya çıkan titreşimlerin aks sistemini tahrik etmesiyle ortaya çıkmaktadır. Kusursuz olamayan bu kavramanın kontrol yöntemi, dişli imalatıyla aks montajındaki birçok değişkenin bir fonksiyonu olan hareket transfer hatası (HTS) olmaktadır. Hareket transfer hatası, ayna dişlinin bir tam turu esnasında, ayna dişlinin olması gerektiği teorik pozisyonundan farkı olarak tanımlanır ve mikroradyan birimiyle ifade edilir. Hareket transfer hatasının nasıl belirlendiği şematik olarak Şekil 2.11 içerisinde gösterilmektedir. Hareket transfer hatası, ayna-pinyon seti seviyesinde özel tezgâhlarda ölçüldüğü gibi, oldukça özel tezgâhlar kullanılarak arka aksın içine monte edildiği durumda ölçülebilir. FORD bünyesinde HTH kontrolü sadece ayna-piyon seviyesinde yapılmaktadır [1].



Şekil 2.11. Hareket Transfer Hatasının şematik gösterimi

Dişli kavrama titreşimleri aks gövdesindeki mekanik titreşimleri ana kaynağı olmaktadır. Dişli titreşimleri önce komşu rulmanlara, sonra taşıyıcı kabuğa (borular ve kovan) ve aks millerine iletilir. Daha sonra kardan mili, yaprak yaylar ve damper üzerinden gövdeye aktarılan bu titreşim gövde panellerinden ses dalgalarının ışımasına neden olur ve kabin içinde arka aks diferansiyel sesi duyulur olur. Gövdeye olan taşınma yolları Şekil 2.12 içerisinde verilmektedir.

Algılanan rahatsızlığın şiddetini, arka aks diferansiyel sesini algılama ve kabin diğer seslerden ayırt edebilmekteki bireysel insan duyarlılığının öznel bir fonksiyonu olmaktadır. Dolayısıyla kabin içerisinde yaratılan sesin gürültü şiddeti, sürücünün algılama kabiliyeti ve taşıt gövdesinin aksın yapısal titreşimlerine verdiği tepki belirler.



Şekil 2.12. Arka aksın gövdeye montajı ve transfer yolları

2.6 Hipoid Dişli Kavrama Frekansı

Dişli titreşimlerinin, kavrama yüzeyindeki kuvvetlerin yön, pozisyon ve genliklerindeki değişimler nedeniyle oluştuğu kabul edilir. Bu nedenle hareket transfer hatasındaki yüksek seviyelerinin, direkt olarak dişli kavraması esnasında oluşan titreşimlerin genliğini arttıracak kabul edilir. Bununla birlikte, hareket transfer hatası Gleason ve Oerlikon tezgâhlarının ölçüm süreçlerinde ufak farklar göstermesiyle birlikte, yüksüz durumda ve en fazla 200 rmp devir sayısına kadar olan düşük devir sayılarında ölçülür. Fakat dişler üzerindeki yükün HTH seviyesini değiştireceği muhakkaktır. Dolayısıyla araç koşullarında, hafif sürüş ve serbest sürüş usullerinde dişlilerin yüklendiği durumu yansıtmaz. Aks diferansiyel sesinin duyulduğu sürüş usulleri de tam olarak bunladır.

Arka aks dişlilerinin kavrama frekansı pinyon dişli devir sayısının ve pinyon dişli diş sayısının bir fonksiyonudur ve aşağıda verilen formül ile hesaplanır.

$$f_H = n_p \cdot \alpha_p / 60 \quad (2.8)$$

f_H : Hipoid dişli kavrama frekansı

n_p : Pinyon devir sayısı (kardan mili devir sayısı)

α_p : Pinyon diş sayısı (mertebe)

Pinyon dişlinin diş sayısı, harmonik açıdan kardan milinin bir tam devrinde kaç kez dişli kavramasının sinyal verdiğinin, dolayısıyla diferansiyel sesinin mertebesini belirler. Örneğin pinyonun diş sayısı 13 ise, arka aks diferansiyel sesi 13'üncü mertebede baskın olacaktır. Test aracı üzerinde kullanılan ayna-pinyon dişli setlerinin tahvil oranları ve diş sayıları, birlikte kullanıldıkları dişli kutularıyla birlikte Tablo 2.3'de verilmiştir.

Tablo 2.3. Test aracı üzerinde kullanılan arka aks tahvil oranları

TAHVİL ORANI	PİNYON DİŞ SAYISI (Mertebe)	AYNA DİŞ SAYISI	BİRLİKTE KULLANILDIĞI DİŞLİ KUTUSU TİPİ
3.77:1	13	49	MT82 (6 KADEME)
4.27:1	11	47	MT82 (6 KADEME)
3.58:1	12	43	MT82 (6 KADEME)
4.10:1	10	41	MT82 (6 KADEME)
4.78:1	9	43	MT75 (5 KADEME)
5.11:1	9	46	MT75 (5 KADEME)
5.44:1	9	49	MT75 (5 KADEME)

Önemli bir diğer nokta ise dişli kavrama frekansıyla, araç hızı arasındaki bağıntıyı kurmaktır. Böylece aracın kullanımı sırasında, her bir ayna-pinyon setinin yüksek dişli çalışma frekansları ulaşma hızı, tahvil oranları arasında kıyaslanabilir. Aşağıda araç hızının kph biriminde, devir sayısına göre hesabını gösteren ifade kaymanın ihmal edildiği durumda verilmektedir [12].

$$V = \frac{2\pi \cdot 60 \cdot R_0 \cdot n}{1000 \cdot i_{G,S} \cdot i_A} \quad (2.9)$$

V : Araç hızı

R_0 : Dinamik tekerlek yarıçapı

n : Motor krank mili devir sayısı

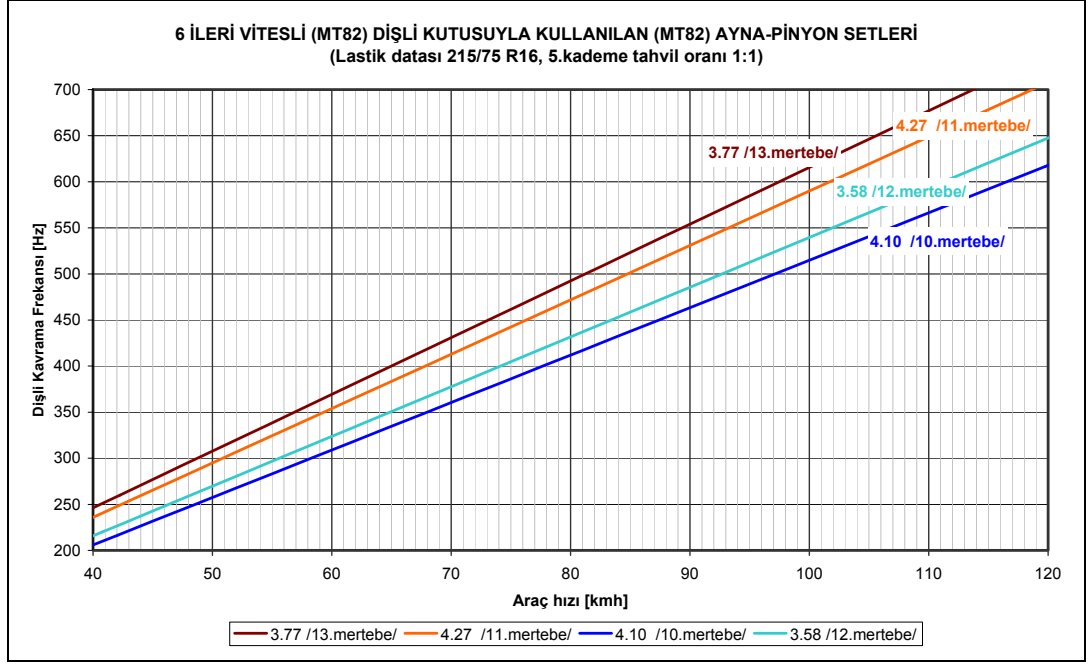
$i_{G,S}$: Dişli kutusu tahvil oranı

i_A : Ayna-pinyon tahvil oranı

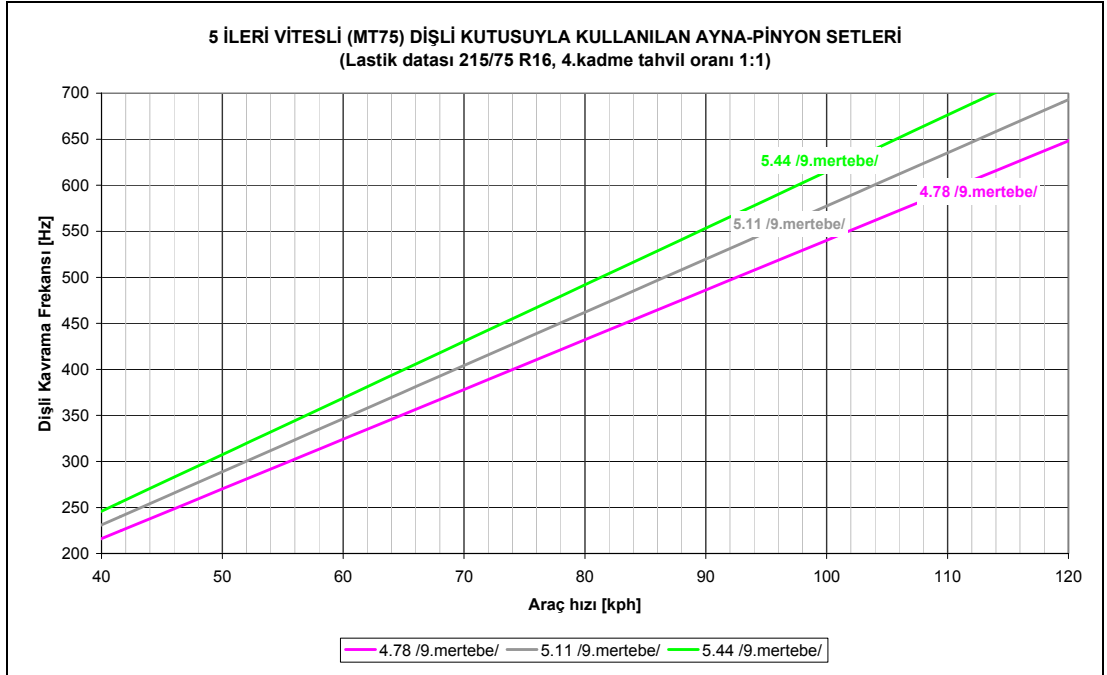
Motor krank mili devir sayısıyla, pinyon devir sayısı arasındaki ilişki ise aşağıdaki biçimdedir.

$$n_p = \frac{n}{i_{G,S}} \quad (2.10)$$

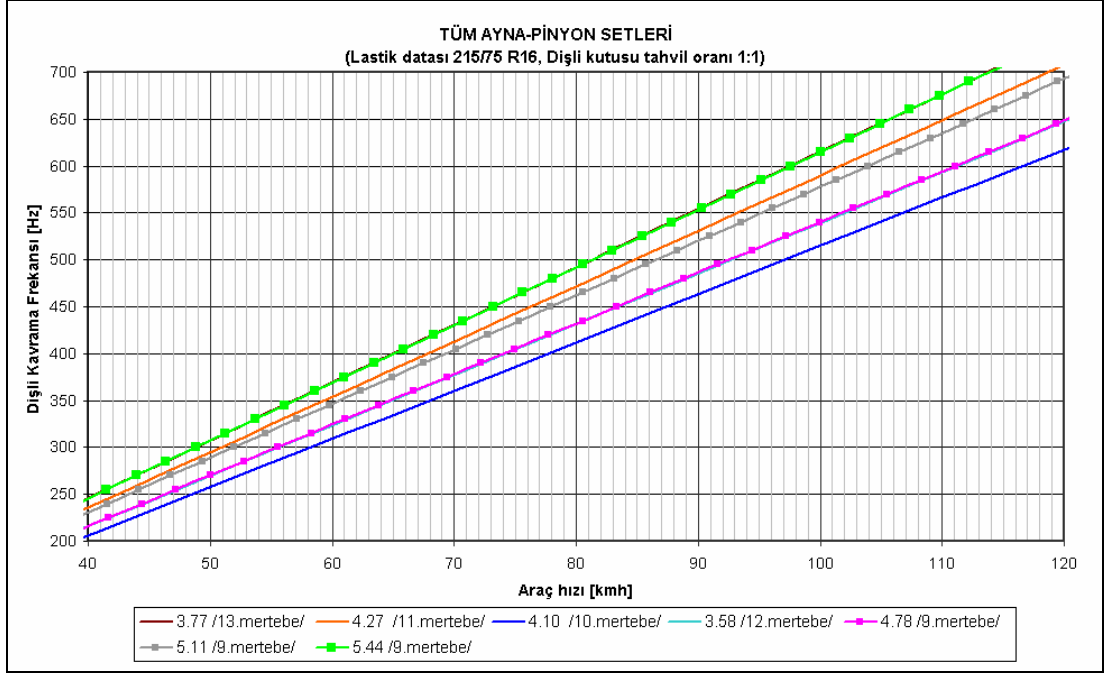
Şekil 2.13 ve Şekil 2.14 içerisinde çalışmaya konu olan araç üzerinde kullanılan iki tip dişli kutusu için ayrı ayrı dişli kavrama frekansı araç hızına göre çizdirilmiştir. Şekil 2.15’de ise tüm dişli oranları birlikte gösterilmiştir. Yapılan hesaplamada dinamik teker yarıçapı standart kullanılan 215/75 R16 lastik tipine göre 0.352mm alınmıştır [13]. Arka aks diferansiyel sesi pinyon dişlinin yüksek devir sayılarında açığa çıktığından, dişli kutusunun bir ve birden küçük olan tahvil oranlarında yüksek devir sayılarında duyulur olmaktadır. Bu nedenle Şekil 2.13, Şekil 2.14 ve Şekil 2.15 de araç hızı kardan mili devir sayısına göre hesaplanılırken, 6 kademeli dişli kutusu (MT82) için 5’inci kademe tahvil oranı olan 1:1, 5 kademeli dişli kutusu (MT75) için 4’üncü kademe tahvil oranı olan 1:1 kullanılmıştır. Böylece tüm ayna-pinyon tiplerinin birbiriyle uygun biçimde kıyaslanabilmesi sağlanmıştır. Dişli kutularının kademe oranları çalışmanın üçüncü kısmında verilmiştir (bkz sayfa 39).



Şekil 2.13. MT82 dişli kutusuyla kullanılan ayna-pinyon tahvil oraları için araç hızına göre dişli kavrama frekansı



Şekil 2.14. MT75 dişli kutusuyla kullanılan ayna-pinyon tahvil oraları için araç hızına göre dişli kavrama frekansı



Şekil 2.15. Tüm ayna-pinyon tahvil oraları için araç hızına göre dişli kavrama frekansı

FCPA (FORD Current Production Audit) sürüşlerine göre, MT82 dişli kutusu ile kullanılan ayna-pinyon dişli tipleri arka aks diferansiyel sesi açısından araç öznel sınıflandırma ölçeğine göre değerlendirildiğinde şöyle sıralanabilirler.

$$3.77 < 4.27 \approx 3.58 < 4.10$$

Görüldüğü üzere yüksek frekanslara daha geç giren, yani yüksek araç hızlarında büyük frekanslarda çalışan ayna-pinyon tipleri gürültü ve titreşim açısından daha uygun olmaktadır. Benzer biçimde FCPA sürüşlerine göre, MT75 dişli kutusuyla kullanılan ayna-pinyon tiplerine ait kıyaslama aşağıdadır.

$$5.44 < 4.78 \approx 5.11$$

Gürültü ve titreşim açısından en kötü olan ve FCPA sürüşlerinde araç öznel değerlendirme ölçeğine göre 4-6 arası sınıflandırılabilen 3.77 ve 5.44 oranlı ayna-pinyon tiplerinin araç hızına göre aynı dişli kavrama frekansını takip etmeleri oldukça önemlidir. Opsiyon donanım olan bu ayna-pinyon tipleri yürüyen imalatta kullanılmamaktadır. Ortaya çıkan boşluk MT82 dişli kutusuna sahip araçlarda, 4.27 oranlı dişli seti, MT75 dişli kutusuna sahip araçlarda 4.78 ve 5.11 dişli tipleriyle desteklenmektedir. Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde, yıllık adetler dikkate alınarak 3.77 ve 5.11 oranlı ayna-pinyon tipleri üzerine yürütülmüştür.

Dişli çalışma frekansının araç hızına göre ne kadar hızlı büyüdüğünü, şekillerde görüldüğü üzere doğruların eğimi belirlemektedir. Çalışmanın ileriki safhalarında referans olarak kullanılacak bu eğimi belirleyen oran 'Dişli Kavrama Frekans Eğimi (DKFE)' olarak adlandırılacaktır. Bu eğimi hesaplamak için 2.8, 2.9 ve 2.10 ifadelerinin aşağıda görüldüğü üzere birleştirilmesi gerekir.

$$\frac{f}{V} = \frac{\alpha_p \cdot i_A}{3.6 \cdot 2\pi \cdot R_0 \cdot i_{G,S}} \quad (2.11)$$

DKFE-Araç hızı grafikleri çizilirken yapıldığı üzere, dişli setleri arasında doğru ilgileşimin elde edilebilmesi için dinamik tekerlek yarıçapı 215/75 R16 lastik tipine göre 0.352 mm, dişli kutusu tahvil oranı 1 andığında aşağıdaki ifadeye ulaşılır.

$$DKFE = \frac{f}{V} = 0.126 \cdot \alpha_p \cdot i_A \quad (2.12)$$

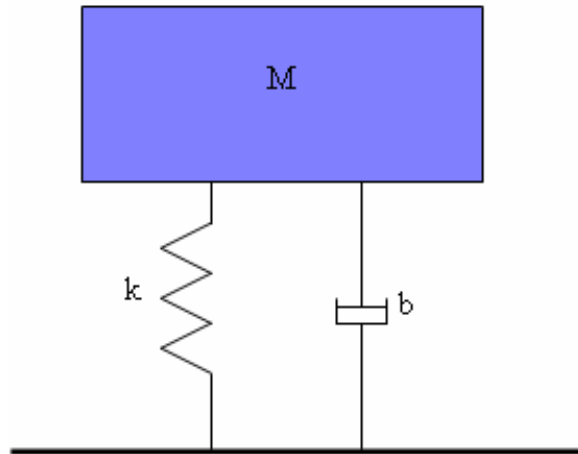
Dişli kavrama frekans eğimi (DKFE) her bir ayna-pinyon dişli seti için 2.12 numaralı ifade kullanılarak belirlenip Tablo 2.4 de gösterilmiştir. Ayrıca bu tablo içerisinde her bir dişli setinin araç öznel sınıflandırma ölçeğine göre renklendirmesi yapılmıştır.

Tablo 2.4. Dişli Kavrama Frekans Eğimi (DKFE)

TAHVİL ORANI (i_A)	MERTEBE (α_p)	DİŞLİ KAVRAMA FREKANS EĞİMİ (DKFE)	
3.77:1	13	6.155	
4.27:1	11	5.898	
3.58:1	12	5.395	
4.10:1	10	5.149	
4.78:1	9	5.402	
5.11:1	9	5.775	
5.44:1	9	6.148	

2.7 Temel Titreşim Bilgileri

Titreşim, en basit anlamıyla bir denge durumundan salınım olarak tanımlanabilir. Bir cismin titreşimi için her zaman bir kuvvet olmalıdır. Bu kuvvet sistemin dışından gelebileceği gibi, sistemin içerisinde de oluşabilir. Titreşim, sistem dışı bir kuvvetle oluşmadı zaman, serbest titreşim olarak adlandırılır. Sistem dışı bir kuvvet titreşimin kaynağı ise zorlanmış titreşim olarak adlandırılır [14]. Serbest ve zorlanmış titreşim durumların her ikisinde kendi içerisinde söndürülmemiş, viskoz söndürülmüş ve yapısal söndürülmüş olarak gruplanabilir. Titreşimin sınıflandırılmasının diğer bir yoluysa sistemin serbestlik derecesidir. Bir yapıyı tek serbestlik dereceli sistem modeline göre modellemek her zaman gerçek durumu temsil eden yöntem olmasa da, tek serbestlik dereceli sistemin fiziksel özelliklerini bilmek ve kullanmak, daha gerçekçi olan çoklu serbestlik dereceli sistemlerin modellenenbilmesi için çok önemlidir. Tek serbestlik dereceli sistemin temel modeli Şekil 2.16'de resmedilmiştir.



Şekil 2.16. Tek serbestlik dereceli sistemin temel modeli

2.7.1 Söndürülmemiş Serbest Titreşim

Sistem dışı bir kuvvet mevcut olmadığında, yani $f(t)=0$ olduğunda sistem serbest titreşim yapacaktır. Tek serbestlik dereceli sistem için bu durumdaki hareket denklemi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$m\ddot{x} + kx = f(t), \quad f(t) = 0 \quad (2.13)$$

Burada yayın Hook kanonuna tabi olduğu, dolayısıyla yay kuvvetinin yer değiştirmeye doğru orantılı bir biçimde değiştiği kabul edilmiştir (kx).

2.7.2 Söndürülmemiş Zorlanmış Titreşim

Tek serbestlik dereceli sistemde, harmonik bir kuvvet dikkate alındığında, denklem aşağıdaki hale gelecektir.

$$-kx + F(t) = m\ddot{x} \quad (2.14)$$

$F(t)$ sinusoidal harekette en büyük değeri F_1 olan harmonik bir kuvvet ise, 2.14 ifadesi aşağıdaki şekli alacaktır.

$$m\ddot{x} + kx = F_1 \sin \omega t \quad (2.15)$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_1}{M} \sin \omega t$$

Diferansiyel denklem çözüldüğünde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$x = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t + \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t \quad (2.16a)$$

Bu denklemde, son terim sabit denge durumu olduğundan sistemin başlangıç durumundan etkilenmeyecektir. Bu nedenle, denklemin ilk iki terimi elendiğinde aşağıdaki ifade bulunur.

$$x = \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t \quad (2.16b)$$

An büyük yer değiştirme temel harmonik hareketten aşağıdaki biçimde olacaktır.

$$X = \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \quad (2.16c)$$

$$\frac{X}{F_1/k} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}$$

Dış kuvvetin $F(t) = F_1 e^{i\omega t}$ formunda üstsel bir formda bulunması halinde, hareket denklemi şu şekli alır.

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_1}{m}e^{i\omega t} \quad (2.17)$$

Diferansiyel denklem çözüldüğünde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$x = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t + \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} e^{i\omega t} \quad (2.18)$$

$$\frac{X}{F_1/k} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \quad (2.19)$$

Dış kuvvet için diğer bir form dengelenmemiş dönen bir sistem göz önüne alındığından $F(t) = m_0 \omega^2 e \sin \omega t$ olabilir. Bu durumda hareket denklemi aşağıdaki gibi olur.

$$x = \frac{m_0 \omega^2 e}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t \quad (2.20)$$

$$X = \frac{m_0 \omega^2 e}{m(\omega_n^2 - \omega^2)}$$

2.7.3 Viskoz Sönümleme

Şekil 2.15'de gösterilen tek serbestlik dereceli sistem göz önüne alınırsa, kütleye bir sönümleyici eklendiğinde, sistem viskoz sönümlemeye tabi olacaktır. Sönümlemeden gelen karşıt kuvvetin birimi aşağıdaki biçimde yazılabilir.

$$F = -bv \quad (2.21)$$

Sönümlleme kuvveti, hareket denklemine dâhil edildiğinde aşağıdaki ifadeye ulaşılır.

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.22)$$

Viskoz sönümlleme kuvveti, pistonun silindir içerisindeki hareketi esnasında akışkanın hareketiyle ortaya çıkar. Viskoz sönümllemede çok önemli olan bir temel karakteristik frekans bağımlı olmayışı ve hızla doğru orantılı oluşudur. Ayrıca, viskoz kuvvetin yönü hızın aksi yönünde olduğundan, 2.21 numaralı ifade negatiftir.

$x(t) = Xe^{st}$ genel çözümü diferansiyel sisteme uygulandığında aşağıda verilen ifadeler elde edilir.

$$(ms^2 + bs + k) = 0 \quad (2.23)$$

$$s_{1,2} = -\frac{b}{2m} \pm \frac{\sqrt{b^2 - 4km}}{2m} \quad (2.24)$$

$$= -\omega_n^2 \zeta \pm i\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

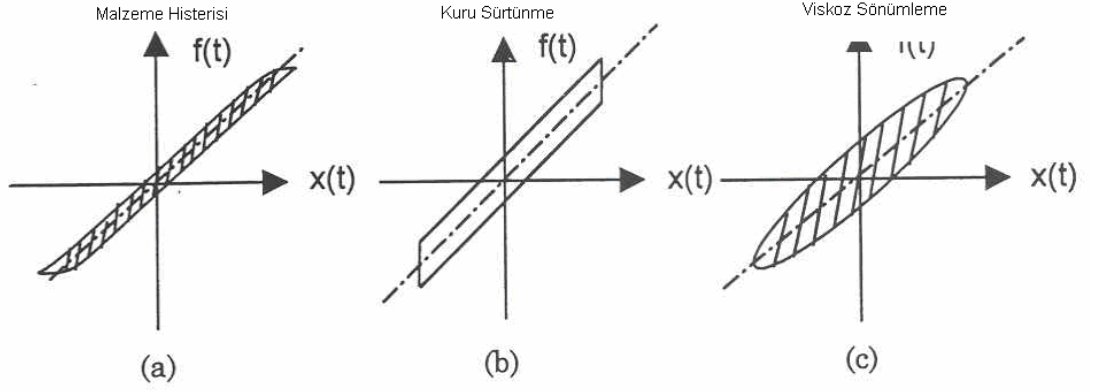
Bu denklemde kullanılan ω_n^2 ve ζ aşağıda verilmiştir.

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad ; \quad \zeta = \frac{b}{b_0} = \frac{b}{2\sqrt{km}}$$

2.7.4 Yapısal Sönümlleme

Viskoz sönümlleme, yapı dinamiği sönümllemede kapsamlı bir biçimde kullanılan ve viskoz kuvveti doğrusal olduğundan oldukça faydalı olan bir kavramdır. Buna karşın, özellikle çoklu serbestlik dereceli gerçek yapılarda, yaygın kullanım alanı olan viskoz sönümlleme gerçek durumu yansıtamaz. Gerçek durumu tam olarak yansıtmak için gerekli olan modelde, viskoz sönümllemenin aksine kuvvet frekansın da bir fonksiyonu değildir. Tüm yapılar malzemenin histerik özellikleri nedeniyle bir oranda iç sönümllemeye sahiptirler ve bu sönümllemeyi viskoz sönümlleme ile modellemek birçok hataya neden olur.

Malzemenin histerik kuvvet-yer değıştirme viskoz sönümlleme karakteristiği Şekil 2.17 de verilmiştir.



Şekil 2.17. Kuvvet- Yer değiştirme karakteristikleri

Hareket denklemi alternatif yapısal sönümlenme modelini içerecek şekilde yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(-\omega^2 m + k + id)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (2.25)$$

$$\frac{X}{F} = \alpha(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(d)}$$

(2.26)

$$\alpha(\omega) = \frac{1/k}{(1 - (\omega/\omega_n)^2 + i\eta)}$$

Denklem 2.26 da verilen yapısal sönümlenme kayıp faktörü η yerini kritik sönümlenme oranı ζ 'ye bırakmıştır.

2.7.5 Frekans Karakteristiği Fonksiyonu (FKF)

Frekans karakteristiği fonksiyonu, sistemin bilinen bir girdi altındaki davranışını ifade eden bir kavramdır. Diğer bir deyişle, frekans karakteristiği fonksiyonu sistem girdi ile çıktı arasındaki oranı verir.

Titreşimi göstermek için geleneksel ve en yaygın biçimde kullanılan ölçekler yer değiştirme, hız ve ivmedir.

Sistem çıkışı hız olarak gösterildiğinde, devingenliğe gönderme yapılan frekans karakteristiği fonksiyonu aşağıdaki biçimde ifade edilebilir.

$$Y(\omega) = \frac{V e^{i\omega t}}{F e^{i\omega t}} = \frac{V}{F} \quad (2.27)$$

Sistem çıktısı ivme olarak gösterildiğinde frekans karakteristiği fonksiyonu aşağıdaki biçimde ifade edilebilir.

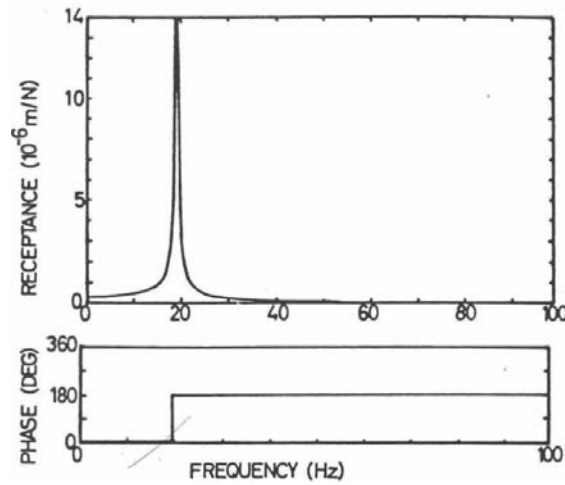
$$A(\omega) = \frac{A}{F} = -\omega^2 \alpha(\omega) \quad (2.28)$$

Frekans karakteristiği fonksiyonu tanımlamaları Tablo 2.5 de verilmiştir.

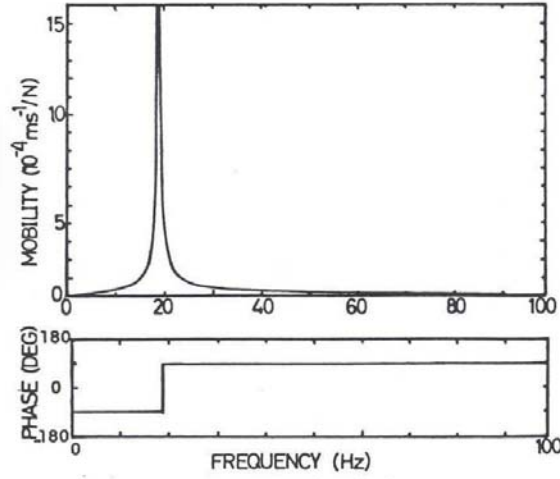
Tablo 2.5. Frekans karakteristiği fonksiyonu tanımlamaları

Karakteristik,	Standard FRF	Ters FKF
Yer değiştirme	Reseptans Admitans Dinamik akustik esneklik Dinamik esneklik	Dinamik rijitlik
Hız	Devinim	Mekanik direnç
İvme	İvmelenme İnertans	Açık kütle

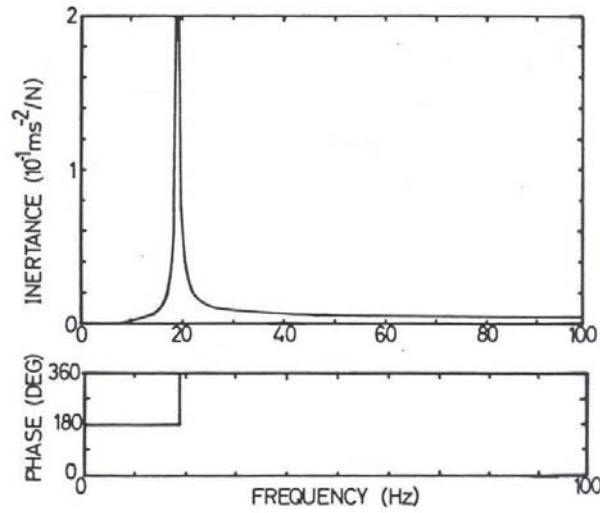
Tek serbestlik dereceli sistem için tipik frekans karakteristik fonksiyonu eğrileri Şekil 2.18, Şekil 2.19 ve Şekil 2.20'de verilmektedir.



Şekil 2.18. Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için reseptans grafiği



Şekil 2.19. Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için devinim grafiği



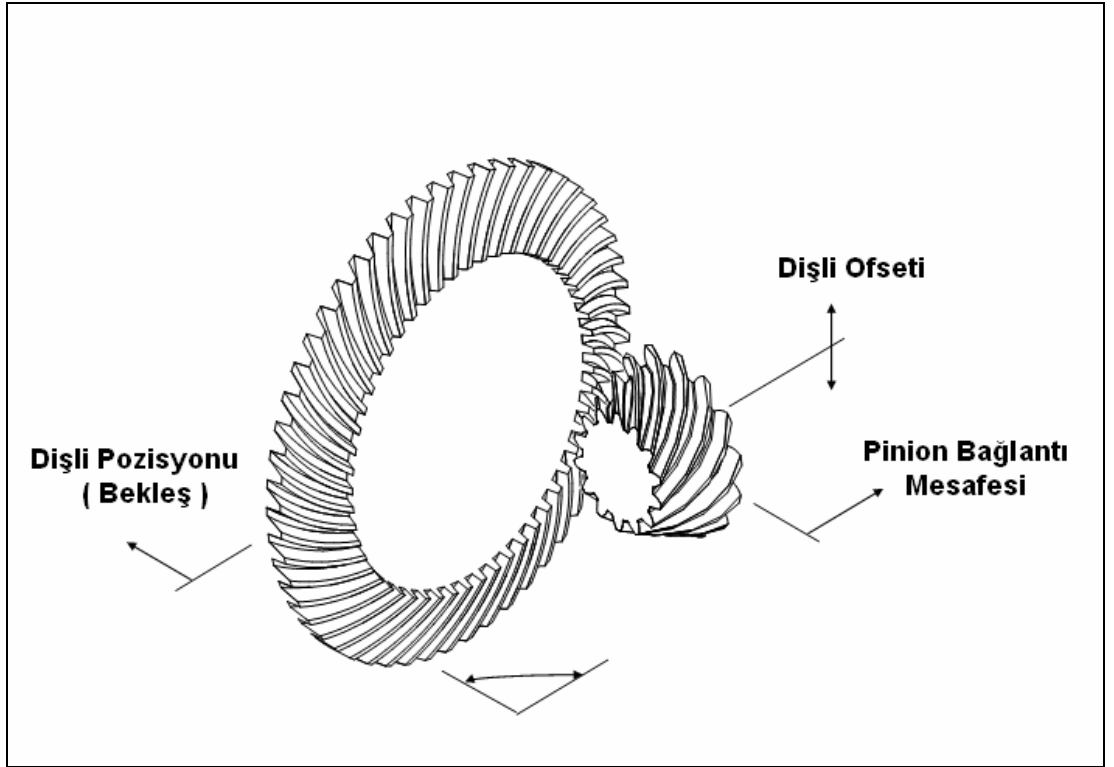
Şekil 2.20. Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için inertans grafiği

2.8 Arka Aks Sistem Modeli [$Y=f(x)$]

Arka aks ve araç arasındaki etkileşimleri belirlemek için Şekil 2.22’de verilen parametre diyagramı oluşturulmuştur. Parametre diyagramı, sistem etkileşimlerine neden olan dâhili ve harici etkenleri görselleştirmiştir. Ayrıca, sistemin bu etkenler altında sistem girdisini nasıl ‘ideal fonksiyon’ veya ‘hata durumu’ çıktısı olarak gerine getirdiğini de parametre diyagramı resimlemektedir. Parametre diyagramı temel olarak beş sistem karakteristiği üzerine kurulmuştur. Aşağıda bu sistem karakteristikleri açıklanmıştır.

- a. Girdi/Sinyal faktörleri: İçten yanmalı motor, motor volanı, baskı-balata, dişli kutusu ve kardana mili gibi sistemlerin belirlediği ve pinyon dişli şaftına giren moment karakteristiği ile ilgili faktörlerdir.
- b. Çıktı/İdeal fonksiyon: Arka aksın girdi olan momenti, kontrol faktörlerinin ve kontrol dışı faktörlerin etkisi altında işleyerek gerine getirdiği fonksiyondur.
- c. Kontrol faktörleri: Bu faktörler aracın ve arka aksın üretimleri sırasında tasarım kıstasları ve toleranslar vasıtasıyla kontrol altında tutulan faktörlerdir. Dişli montaj parametreleri, dişli kavrama titreşimleri üzerinde direkt etkilidir ve üretim sırasında hassas biçimde kontrol edilmeye çalışılırlar. Bu parametreler aşağıda özetlenmiştir.
- Ayna-Pinyon bağlantı mesafesi
 - Dişli pozisyonu (bekleş)
 - Ofset mesafesi

Bu parametrelerin ne anlama geldiği Şekil 2.21 de görselleştirilmiştir.



Şekil 2.21. Ayna-Pinyon montaj parametreleri

d. Kontrol dışı faktörler: Bu faktörler kontrol edilemeyen veya istemli bir biçimde kontrol edilmeyen faktörlerdir. Genel olarak aşağıda belirtiliği üzere beş genel kategoriye ayırmak mümkündür.

- **Kötüleşme:** Uzunun zaman çalışma neticesinde aşınmalar ve yıpranma nedeniyle parçaların fonksiyonlarını yerine getirme kabiliyetlerini kaybetmeleri.
- **Parçadan parça değişim:** Üretim esnasında, partiden partiye veya vardiyadan vardiyaya olan faklar.
- **Müşteri kullanımı:** Müşterinin kötü kullanımı nedeniyle parçanın aşırı zorlanması.
- **Çevresel faktörler:** Çevresel ve doğal faktörler.
- **Sistem etkileşimleri:** Araç içerisindeki sistemlerin birbiriyle etkileşimleri.

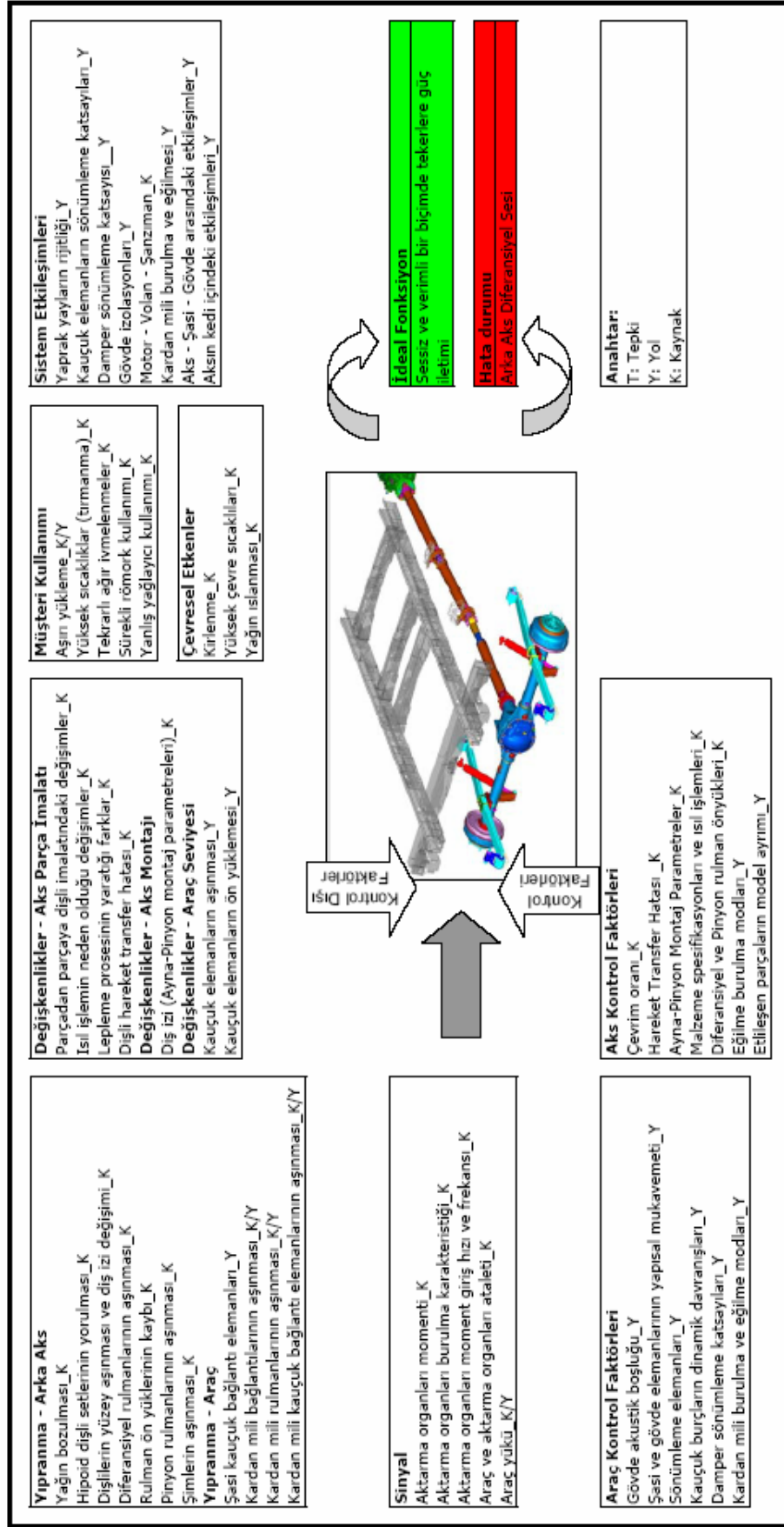
e. Hata durumu: Arka aks için ilgilenen hata durumu arka aks diferansiyel sesi oluşumudur.

Arka aks parametre diyagramındaki diyagramında tespit edilen etkenler dikkate alınarak, arka aks sistem modeli Sekil 2.23 de verildiği üzere oluşturulmuştur. NVH sistem modelinde verilen parametreler kullanılarak ileri safhalarda anlatılan deneylerin tasarımı yapılmış ve uygulanmıştır.

2.9 Vibroakustik Ses Ölçümleri

Bilinen bir dişli kavrama tahriki için, aracın verdiği akustik tepkinin sadece öznel olarak değerlendirilmesi, insan duyma sisteminin yeteneği nedeniyle özellikle tekrar edilebilirlik açısından oldukça sınırlı bir bilgi saylayacaktır. Bu nedenle öznel değerlendirmelerin nesnel ölçümlerle ilgileşiminin kurulması önemlidir. Arka aks diferansiyel sesi incelenirken kaynak-yol-tepki arasındaki ilişkinin nitelendirilmesi önemlidir. Yüksek seviyeli gürültü, genellikle sistemi tahrik eden etkenler yapısal doğal frekansları tetiklediği zaman, yapının bir yükseltici gibi davranması nedeniyle olmaktadır.

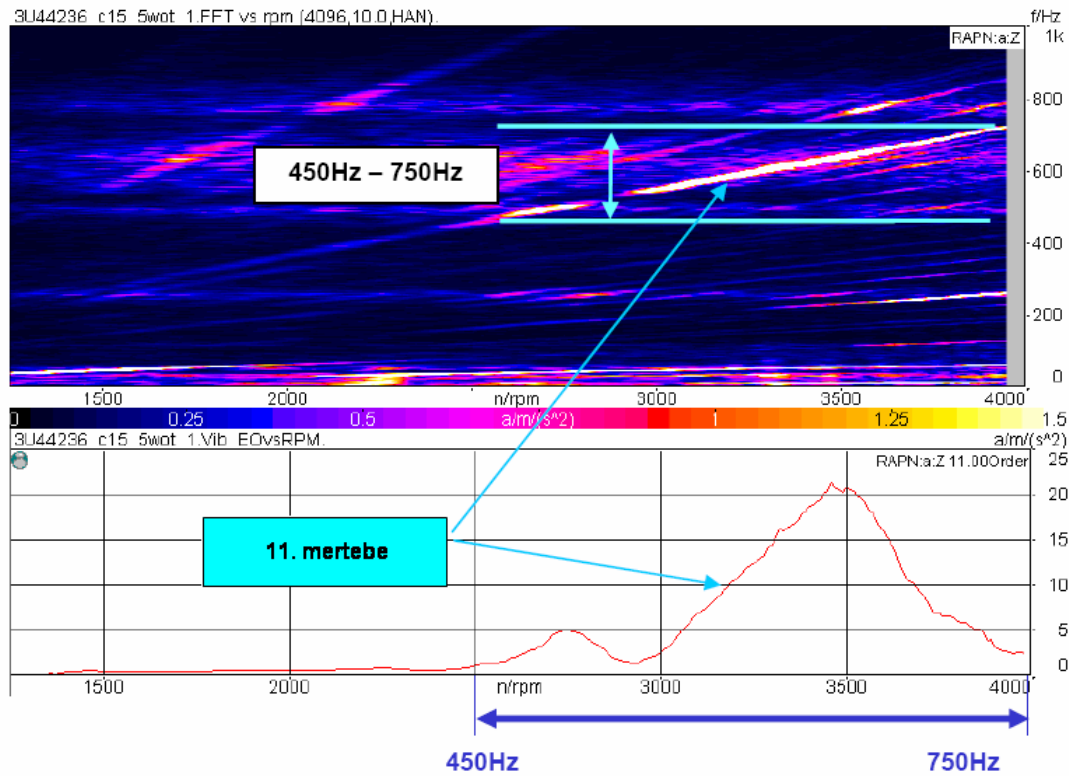
$$\text{Tepki} = \text{Kaynak} \times \text{Yol} \quad (2.29)$$



Şekil 2.22. Parametre Diyagramı

İvmenin titreşimlerin kaynağına olabildiğince yakın bir noktada frekans bazında ölçülmesi, enerjini yoğunlaştığı frekanslar hakkında karakteristik bilgi sağlar [15]. Toplanan bu ivme verisi daha sonra araç içerisinden alınan mikrofon verisiyle birlikte incelenip, doruk noktaları kıyaslanabilir [16].

Hipoid dişli çalışma frekansı incelenirken, değinildiği üzere arka aks sesi kendisini pinyon dişli sayısının belirlediği mertebede gösterir. Devir sayısı, frekans ve ivme/veya mikrofon verisinin birlikte gösterildiği spektrum grafiklerinde mertebe bir doğru halinde baskın biçimde görünür. Bu durumda bu mertebe için veri izole edilerek ayrıca incelenebilir. Sekil 2.24 de bir örnek üzerinde bu durum açıklanmıştır.



Şekil 2.24. Tipik spektrum grafiğine örnek

Dili kavraması sırasında oluşan titreşimlerin kontrolüne yönelik olarak yayınlanmış bir çok kaynak vardır. Bunlardan bir tanesi Yung ve Byung tarafından yürütülen çalışmadır [17]. Dişli kavraması sırasında ortaya çıkan titreşimleri, temel dişli parametrelerini değiştirerek düşürüp, sesin önüne geçmişlerdir.

Dişli çalışma titreşimlerini düşürülmesi üzerine kurgulanmış diğer bir çalışma ise Mori tarafından yürütülmüştür [18]. Bu çalışma dişli imalat prosesinden kaynaklanan diş izi ve yüzey profili üzerine varyasyonların HTH'sı üzerine olan etkisi araştırılmıştır.

2.10 Hat Sonu Kontrol Tezgâhları

Arka aks parça imalatı ve komple montajında dişli kavrama titreşimlerinin önceden belirlenmiş olan bir geçer-geçmez hedefine göre kontrol edildiği test tezgâhları, ayna-pinyon dişli setlerini dişli imalatı sırasında kontrol eden tezgâhlar ve bu dişliler aksın içerisine monte edildikten sonra kompleyi kontrol eden tezgâhlar olmak üzere ikiye ayrılırlar.

2.10.1 Ayna-Pinyon Dişli Seti Kontrol Tezgâhları

Hat sonu test tezgâhları başında, her bir ayna pinyon setinin mutlaka kontrol edildiği, nominal dişli pozisyonu ve ofset değerinde, en uygun pinyon bağlantı mesafesinin ayarlandığı hat sonu test tezgâhları gelir. Bu tezgâhlarda ayna-pinyon seti 1000 rpm ile aynanın bağlandığı kasnağın elektromanyetik frenlenmesi ile oluşturulan yük altında on saniye kadar çevrilir ve operatör tarafından diş izi kontrolü yapılır.



Şekil 2.25. Ayna pinyon diş izi kontrolü

Yapılan diğ er bir kontrol ise hareket transfer hatasının CNC kontrollü tezgâhlarda ölçülmesidir. Pinyon 100 ila 120 rpm ile döndürülürken sistemin yüksüz durumunda ölçüm yapılır. Bu tezgâhlarda pinyonun ve aynanın açısal konumunu çap boyunca 18000 nokta hassasiyetli optik okuyucular tarafından belirlenir. Aynanın teorik hızının ne olması gerektiğini, tezgâh pinyon hızını tahvil oranıyla küçülterek belirler. FORD mühendislik spesifikasyonla hareket transfer hatasının 30 mikroradyan (6 arksaniye) değerinden düşük olmasını zorunlu kılar. ‘Premier Automotive Group’ bünyesindeki taşıt üreticilerinden Jaguar hareket transfer hatasını kendi bünyesindeki arka aks imalatçıları için 10 mikroradyan ile sınırlamıştır. Şekil 2.26’da MTE  l  m nde kullanılan Gleason 600 HTT’nin resmi verilemektedir.



Şekil 2.26. CNC kontrollü HTH  l  m tezgahı (Gleason 600 HTT)

2.10.2 Hat Sonu Arka Aks Test Tezgâhları

Di li setlerinin pinyon bağlantı mesafeleri tespit edilip di  izleri kontrol edildikten ve HTH her parti imalat için odit edildikten sonra montaj için arka aks imalat hattına getirilirler. Di liler arka aksa ba landıktan sonra HTH de erlenin negatif yönde de i memesi için, dişli imalatı sırasında tespit edilen pinyon bağlantı mesafesi ve uygun di  bo lu u ile ofset değerlerinde montajlarının yapılması gerekir. Bununla birlikte, arka aksın içerisinde ayna pinyon dişli setinin hareket transfer hatası, özel test tezgâhında ayna ve pinyon birbirlerine göre kusursuz e le me konumlarındayken ölçülen değerden doğal daha büyük olacaktır.

Premier Automotive Group bünyesinde faaliyet göstererek üst sınıf binek otomobil ve arazi taşıtı üreten Land Rover, Jaguar gibi üreticilere arka aks üreten birkaç aks imalatçısı, yatırım maliyetleri €1,000,000.00 olan ve temrin tarihleri bir yıl kadar olan özel hat sonu test tezgâhları kullanmaktadır. Bu tezgâhlar, farklı giriş momenti ve hızlarında, üretimden çıkan her arka aks %100 oranında, dış ortamdan yalıtılmış bir alanda, daha önceden tespit edilen gürültü ve titreşim değerlerine göre kontrol etmeye yeteneklidir. Ticari araç uygulamamalarındaysa hedefler bu derece yüksek olmadığından bu tip bir tezgâh henüz ticari araç arka aksı imalatında kullanılmaya başlamamıştır. Şekil 2.27’da Land Rover için kullanılan bir test platosunun fotoğrafı verilmektedir.



Şekil 2.27. Hat sonu arka aks test ünitesi

3. KULLANILAN TEST VE ANALİZ DONANIMI

3.1. Test Aracı Spesifikasyonu

Yürütülen testler boyunca çeşitli gövde ve şasi tiplerinde Transit araçlar kullanılmıştır. Her bir testten elde edilen veri sunulurken kullanılan aracın özellikleri de verilmiştir. Bununla birlikte, çalışmanın büyük bölümü aşağıda verilen araçlarla yürütülmüştür.

Kısa şasi (SWB) – Alçak tavan (L/R) = 2933mm aks açıklığı, 1330mm yükseklik

Uzun şasi (LWB) – Yüksek tavan (H/R) = 3750mm aks açıklığı, 1855mm yükseklik

Testlerde kullanılan motor ve aktarma organları konfigürasyonu ise aşağıdaki gibidir.

135PS/350Nm Diesel İçten Yanmalı Motor – MT82/6 kademeli dişli kutusu

120PS/240Nm Diesel İçten Yanmalı Motor – MT75/5 kademeli dişli kutusu

Araç üzerinde kullanılan iki tip dili kutusunun kademe oranları Tablo 3.2 içerisinde verilmektedir.

Tablo 3.1. Dişli kutusu kademe tahvil oranları

Dişli Kutusu	1	2	3	4	5	6	Geri
MT82	5.44	2.84	1.72	1.22	1.00	0.79	4.94
MT75	4.20	2.38	1.36	1.00	0.76	-	3.49

Araçlarla yapılan test sürüşlerinde, herhangi bir gürültü değerlendirilmesi yapılmadan önce, arka aks yağının çalışma sıcaklığı değerine (130°C -160°C) ulaşması için, araç 10 -15 dakika arası kullanılmıştır. Araç değerlendirmeleri karayollarında yapıldığından ilgili hız sınırlandırmaları nedeniyle 120 kph üzerinde değerlendirme yapılmamıştır. Genel müşteri karakteristiğini yakalamak amacıyla FORD izleklerine göre araçlar gürültü açısından değerlendirilirken dört farklı usulde sürüş yapılmaktadır. Aşağıda bu usuller kısa açıklamalarıyla verilmektedir.

- **Hafif Sürüş:** Aracın 1:1 tahvil oranına denk gelen dişli kutusu kademesinde, maksimum motor devir sayısına ulaşıncaya kadar 40kph ile 120 kph arasında yarım gaz pedalı pozisyonunu denk gelecek biçimde aracın ivmelendirildiği sürüş tipidir. Bu sürüş tûpünde amaç içten yanmalı motorun yanma gürültüsünü minimize edip, aktarma organları sesinin duyulur olmasını sağlamaktır.
- **Tam gaz sürüş:** Ara bir sürüş usulü olup, belirli hızlarda araç tam açık gaz pedalı pozisyonunda hızlandırılarak aktarma organlarının ani yüklemelere maruz kalması hedeflenir. Tam açık gaz pedalı pozisyonu aracın çok hızlı ivmelenmesine neden olduğundan, hız bandı çok çabuk süpürölür ve motorun yanma sesi çok daha baskın biçimde duyulur. Bu nedenlerle özellikle trafiğin bulunduğu yollarda aktarma organları seslerini perdelenildiğinden arka aks diferansiyel sesi için baskın sürüş usulü değildir.
- **Serbest sürüş:** Bu sürüş üslubunda gaz pedalı serbest bırakılarak aracın 120 kph ile 40 kph arasında yavaşlatılması sağlanır. Bu sürüş usulünde ayna-pinyon dişli set arka yüzenden bir birini kavrarlar.
- **Yüzdürme:** Sürücülerin daha çok otoyollarda başvurdukları bir sürüş usulüdür. Araç gaz pedalı tam serbest bırakılmadan gaz kesilerek frenleme yapılmaksızın araç yavaşlatılır.

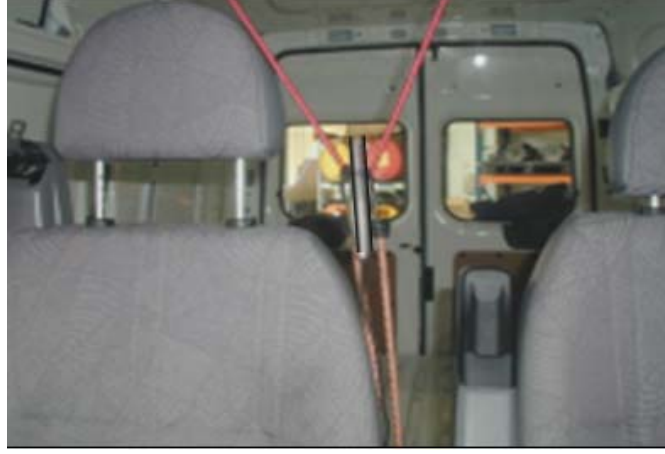
Arka aks diferansiyel sesi açısından en kritik sürüş usulü doğası gereği serbest sürüş olmaktadır. İleri bölümlerde verilen test sonuçları bu sürüş usulüne göre alınmıştır.

3.2. Kullanılan Ölçüm Aletleri

Çalışmada araçla yürütölen testler sırasında aşağıda açıklandığı üzere kabin içerisinden ses basınç seviyesi verisi ve arka aksın pinyon yataklarına en yakın olan düz bölgesinden ivme verisi toplanmıştır. Arka aks kompleksiyle yapılan deneysel frekans karakteristik fonksiyonu tarama çalışmasındaysa, ileride değinileceği üzere çeşitli darbe noktalarından ivmeölçerler ile ivme verisi toplanmıştır.

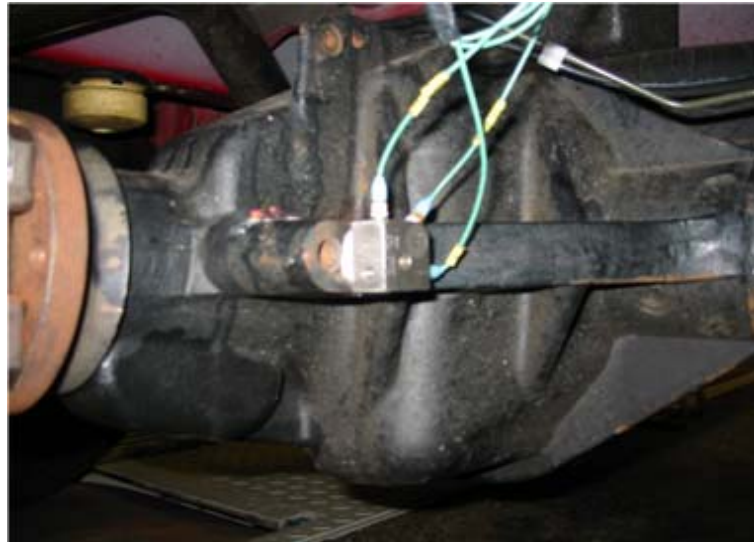
Uygulamada tüm sürüş usullerini görmek halka açık yollarda yürütölen testlerde bir saat almaktadır. Aracın ölçüm aletlerinin yerleştirmenin alacağı zaman da dikkate alınırsa günde en fazla 3-4 aracın değeriendirilmesi mümkün olmaktadır.

Kabin içi ses basınç seviyesi ölçülürken ekil 3.1 içinde gösterildiği üzere sürücü kulağına mümkün olduğunca yakına yerleştirilen bir mikrofondan (Bruel &Kjaer type 4189-A-021) faydalanılmıştır. Araçlar test edilirken, tüm camlar kapatılmış, sürücü ve yolcuların sessiz olmaları sağlanmıştır. Test başlarken mikrofona 4230 tip 93.8dB – 1000 Hz kalibratör ile kontrol edilmiştir.



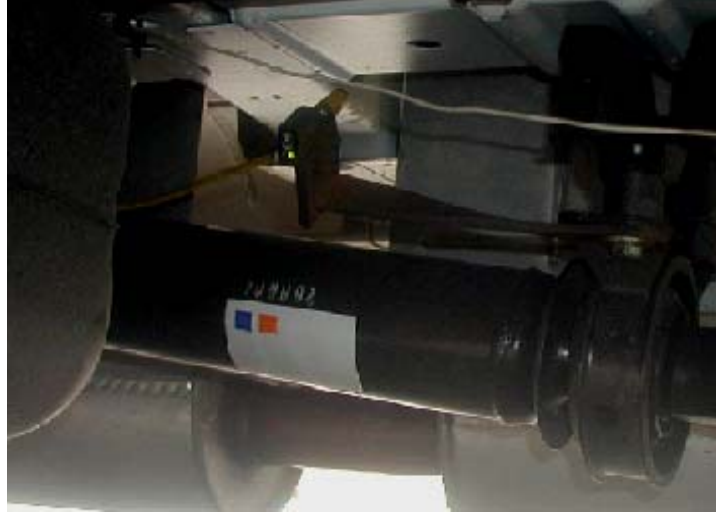
Şekil 3.1. Kabin içi mikrofona pozisyonu

Araçla yapılan testler sırasında kabin için ses seviyesiyle birlikte, ekil 3.2 içerisinde gösterildiği üzere arka aks kovanının üzerinde pinyon yataklarına en yakın olan işlenmiş yüzey üzerine yerleştirilen ivme ölçerler (4mA - 100m V/g lik 7254A–100 ve 2258-100 tip) vasıtasıyla ivme datası toplanmıştır. Birkaç deneme sonucunda sadece düşey yönde (z yönünde) ivmenin baskın biçimde olduğu görüldüğünden ölçümlerde sadece z ivmesi alınıp PNZA ile grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Arka aks ivme lm

Kabin içi ses verisi ve PNZA verisi kullanılırken araç hızıyla kıyaslayabilmek için Şekil 3.3 içerisinde gösterildiği üzere kardan mili üzerinden optik bir takometre yardımıyla devir sayısı ölçülmüştür.



Şekil 3.3. Kardan mili devir sayısı ölçümü

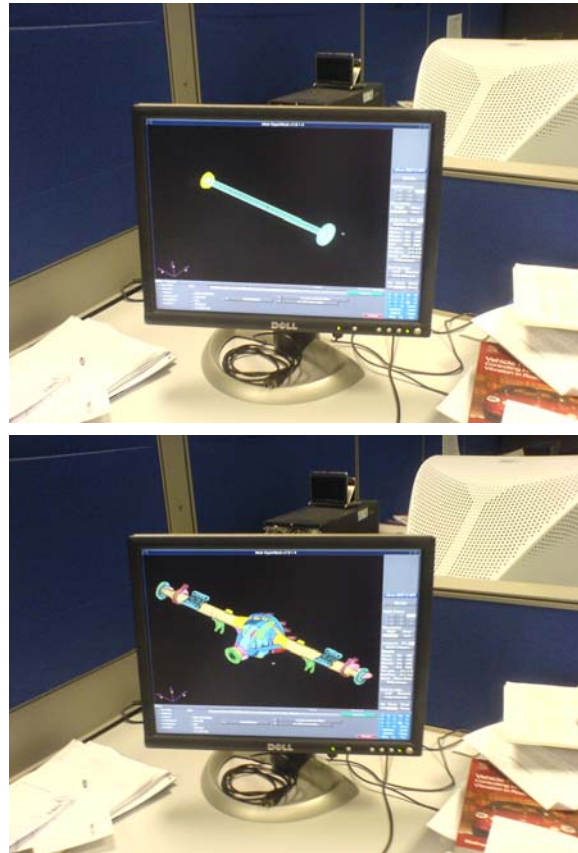
Kabin içi ses seviyesi verisi, araka aks ivme verisi ve devir sayısı yukarıda anlatıldığı biçimde alındıktan sonra işlenmesi için bir FFT analizörüne verilmektedir. Verinin analizi için kullanılan bilgisayar yazılımlar başlıca OROS 25, Head Acoustics ArtemiS, SQLab III olmaktadır (Şekil 3.4)



Şekil 3.4. Verilerin işlenmesi (OROS 25) FFT analizörü ve dizüstü bilgisayar

3.3. Bilgisayar Destekli Sonlu elemanlar Analizi

Çalışmanın dördüncü kısmında anlatacağı üzere arka aksı oluşturan elemanların doğal frekanslarının tespiti ve dişlilerin çalışması esnasında hangi parçanın en çok rezonans anlamında etkilendiğinin araştırmak için, çalışmanın ikinci kısmında verilen titreşim fiziğinin ışığında bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılmıştır. Katı modeller Premier Autoimove Group bünyesinde daha önce yürütülen benzer çalışmalar dikkate alınarak I-DEAS yazılımıyla geometrik modellere dönüştürülmüştür. Daha sonra bu modellere Hyper Mesh 8.0 yazılımı kullanılarak manuel olarak ağ örülmüştür. Verilen sınır şartlarında sistemin analizi ise Nastran 2004 kullanılarak, genelde tek CPU ile FORD bünyesindeki iş istasyonlarında Lanczos metoduyla yürütülmüştür. Lanczos sistemin doğal frekansları nümerik yöntemle diğer metotların en iyi özelliklerini birleştirerek çözmektedir. Çözüm için kütle matrisinin pozitif yarısonlu ve rijitlik matrisinin simetrik olması gerekir. Lanczos metodu, diğer metotlardan performans yönüyle üstün olduğundan, birçok orta ve geniş ölçekli problemin çözümünde kullanılmaktadır.



Şekil 3.5. Hyper Mesh ağ örücü ve Nastran analizörü

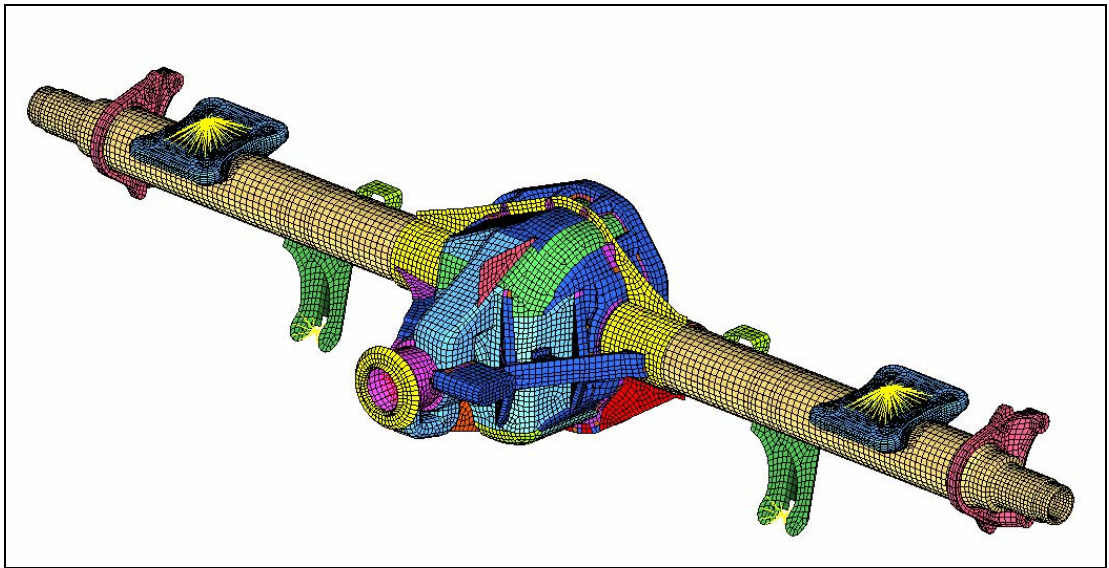
4. ARKA AKS TİTREŞİM ANALİZİ

4.1. Bilgisayar Destekli Sonlu Elemanlar Analizi

Çalışmamın ikinci kısmında anlatıldığı üzere, test aracı üzerinde kullanılan M60 tasarım aks, moment ileten aks millerinin kesinlikle araç ağırlığını desteklememesi nedeniyle ‘tam bağımsız’ olarak nitelendirilir. Bu nedenle bilgisayar destekli analizler iki aşamada yürütülmüş; kovan, borular ve kapaktan oluşan taşıyıcı kabuk birlikte analiz edilmiş, daha sonra motor momentini taşıyıcı elemanlar olan pinyon diferansiyel kutusu ve aks milleri incelenmiştir.

4.1.1 Taşıyıcı Kabuğun Titreşim Analizi

Taşıyıcı kabuk imal edilirken, sol ve sağ borular kovana punta kaynağı ile, makas braketleri ve damper braketleriyse, çevre kaynağıyla borulara birleştirilmektedir. Sonlu elemanlar analizi geometrik modeli kurulurken, kaynaklı parça birleşme noktalarının modellemek için, noktadan noktaya sonsuz rijitlik veren RBE2 bağlantı tipi ve birleştirilecek iki parçanın elemanlarını üst üste getirilmesi olan bindirme metodu kullanılmıştır.



Şekil 4.1. Taşıyıcı kabuğun sonlu elemanlar modeli

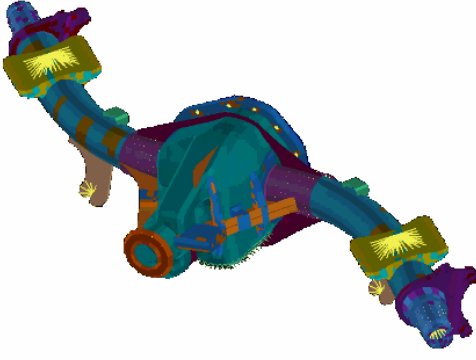
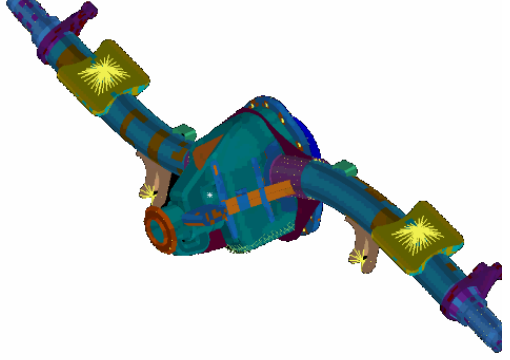
10-20mm boyundaki elemanlar kullanılarak hazırlanan taşıyıcı kovanın ağ örülmüş sonlu elemanlar modeli Şekil 4.1 içerisinde verilmektedir. Sonlu elemanlar analizi için modelde oluşan elemanların dağılımı Tablo 4.1 içerisinde verilmektedir.

Tablo 4.1. Taşıyıcı kabuk sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı

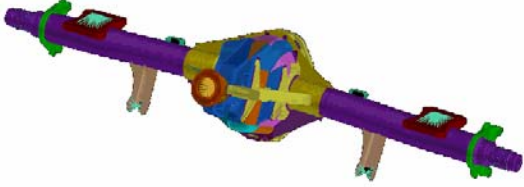
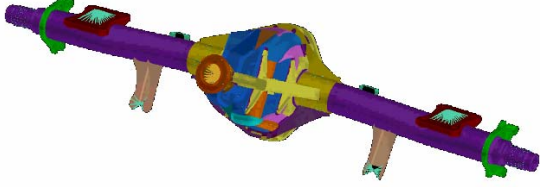
Düğüm noktası sayısı	: 630032
Parça sayısı	: 26
Malzeme sayısı	: 2 (çelik ve dökme demir)
Eleman sayısı toplamı	: 48278
<i>Eleman tipleri ve adetleri</i>	
CTRIA3	: 407
CQUAD4	: 9736
CPENTA	: 653
CHEXA	: 37482

Model oluşturulduktan sonra, taşıyıcı kovan hiçbir sınır şartının verilmediği serbest durum için ve daha gerçekçi bir analiz elde edip aksın araca bağlandığı durumu yansıtmak için makas braketleri üzerine altı yönde hareket sınırlaması olan ankastre mesnet sınır şartının verildiği durumlarda ayrı ayrı analiz edilmiştir. Tablo 4.2 içerisinde serbest durumdaki analiz sonucunda tespit edilen frekanslar, Tablo 4.3 içerisindeyse sınır şartı altında elde edilen frekanslar, temel karakteristikleri resmedilerek verilmiştir. Taşıyıcı kabuğun serbest durumdaki titreşim analizinin sonunda her bir kritik frekans için geometrik karakteristik çok belirgin olmasına karşın, sınır şartı verildiği durumda tablolarda görüldüğü üzere karakteristik çok belirgin değildir. Analiz yapılırken çalışmanın 2 kısmında değinildiği üzere pinyon kavrama frekansı 1000Hz üzerine çıkması için çok yüksek hızlar gerektiğinden, yapı 0-1000 Hz arasında incelenmiştir.

Tablo 4.2. Taşıyıcı kabuğun serbest durumda titreşim analizi

146.33 Hz - Eğilme	176.75 Hz –Eğilme
	
363.96 Hz - Eğilme	406.37 Hz - Eğilme
	
722.82 Hz - Burulma	
	

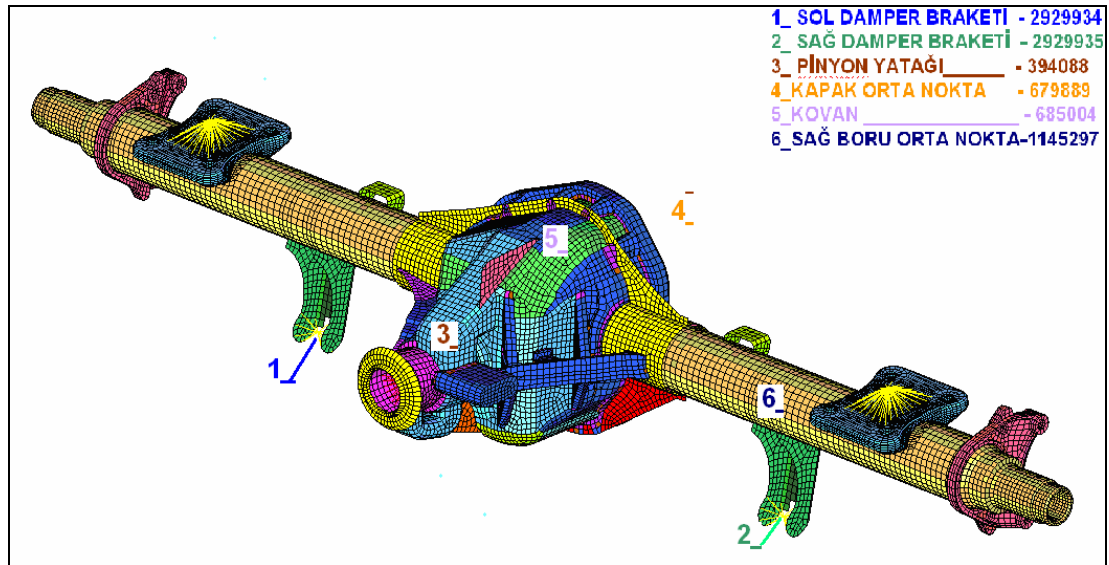
Tablo 4.3. Taşıtıcı kovanının sınır şartı altında (makastan ankastre mesnet) titreşim analizi

190.92 Hz	224.00 Hz
	
303.75 Hz	511.89 Hz
	
589.9 Hz	867.18 Hz
	

Tablo 4.2 ve Tablo 4.3 içerisinde verilen sonuçlar kıyaslandığında, yaprak yay bağlantı braketleri üzerinden sınır şartı verildiği durumda, taşıyıcı kabuğun doğal frekans noktaları band üzerinde kaymaktadır. Ayrıca, sınır şartının verilemediği serbest durumda, açık biçimde eğilme veya burulma olarak nitelendirilebilecek olan geometri, sınır şartı altında keskin biçimde ayırt edilememektedir.

Çalışmanın ikinci kısmında değinildiği üzere arka aksın gövdeye bağlantısını sağlayan ve uzaydaki pozisyonunu belirleyen unsur bir şasi parçası olan yaprak yaylardır. Tablo 4.3 içerisinde verilen sonuçlar aksın gerçekteki durumunu yansıtmaktadır ve bu nedenle baskın frekansın tespiti için 'frekans karakteristik fonksiyonu' analizi sınır şartını verildiği model ile yürütülmüştür.

Sonlu elemanlar yöntemiyle frekans karakteristik fonksiyonu analizi yapılırken toplamda arka aks üzerinde 6 nokta ile çalışmıştır. Arka aks pinyonun yataklarına olabildiğince yakın modelde 394086 numaralı düğüm noktası araç düzleminde x,y ve z yönünde tahrik edilip, bu nokta ve diğer beş lokasyonda tahrik yönünde yer değiştirme hesaplanmıştır. Bu noktaların yerleri Şekil 4.2 içerisinde gösterilmektedir.

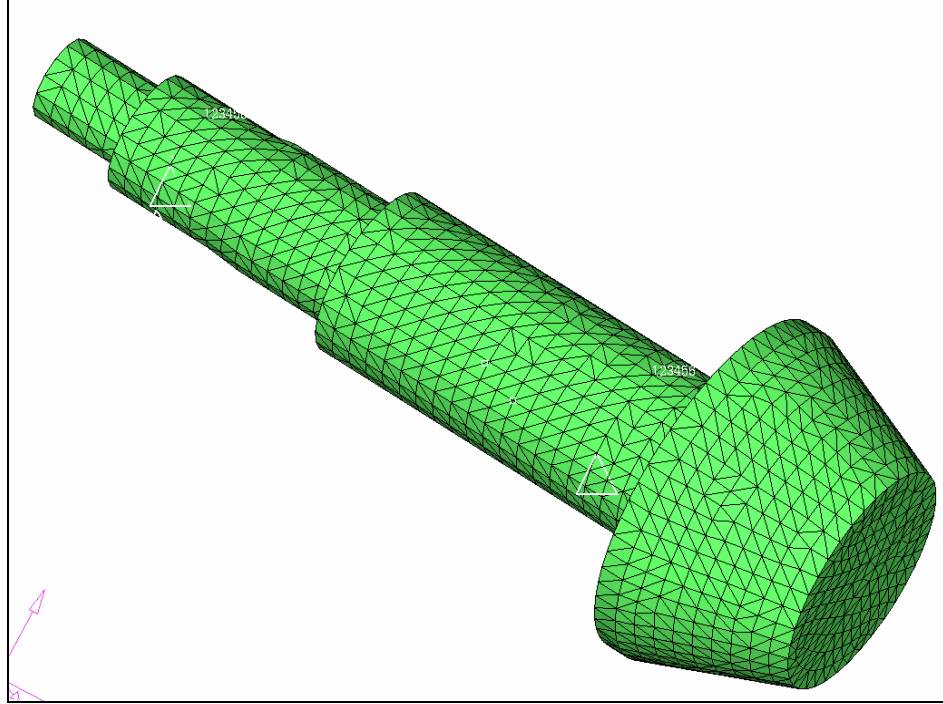


Şekil 4.2. Frekans karakteristik fonksiyonu analizi düğüm noktaları

Frekans karakteristik fonksiyonunun sonuç eğrileri ise eklerde Şekil A.1, Şekil A.2 ve Şekil A.3 içerisinde verilmektedir. Görüldüğü üzere genlik açısından z yönü en kritik olup, bu yönde ilk dört frekans 190.92 Hz, 224.00 Hz, 303.75 Hz ve 589.9 Hz belirgin tepe noktaları göstermiştir.

4.1.2 Pinyonun Titreşim Analizi

Araç ağırlığını destekleyen taşıyıcı gövdenin analizi bitirildikten sonra, motor momenti ileten elemanların ilki olan pinyonun analizi 0-1000 Hz aralığında Şekil 4.4 içerisinde verilen ağ örülmüş sonlu elemanlar modeline göre yapılmıştır. Modelin detayları ise Tablo 4.4 içerisinde verilmektedir. Oldukça rijit olan parçanın analizi sonucunda 0-1000Hz aralığında rezonans frekansı görülmemiştir.



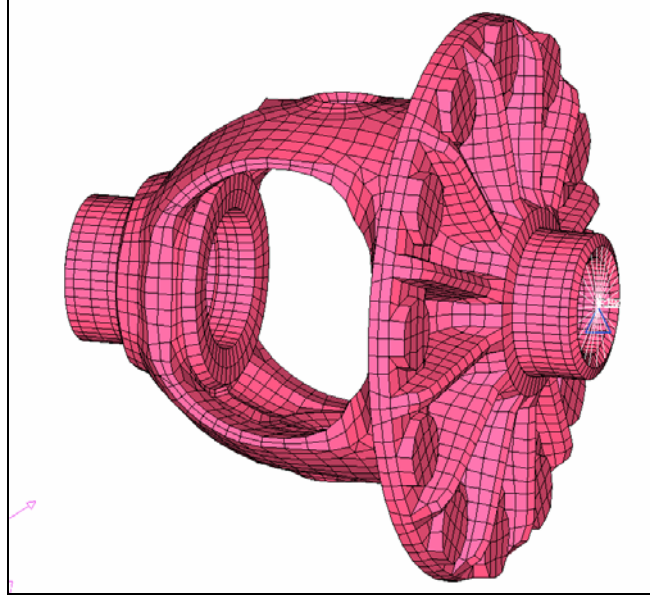
Şekil 4.3. Pinyon sonlu elemanlar modeli

Tablo 4.4. Pinyon sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı

Düğüm noktası sayısı	: 2948
Parça sayısı	: 2
Malzeme sayısı	: 1 (çelik)
Eleman sayısı toplamı	: 15319
<i>Eleman tipleri ve adetleri</i>	
CTRIA3	: 3664
CTETRA	: 11655

4.1.3 Diferansiyel Kutusu Sonlu Elemanlar Analizi

Ayna dişliden aldığı motor momentini istavroz mili üzerinden planet dişlilere ileten diferansiyel kutunu sonlu elemanlar analizi Şekil 4.5 içerisinde verilen sonlu elemanlar modeline göre yürütülmüş olup, 0-1000 Hz aralığında rezonans frekansı bulunmamıştır. Modelin detayları ise Tablo 4.5 içerisinde verilmektedir.



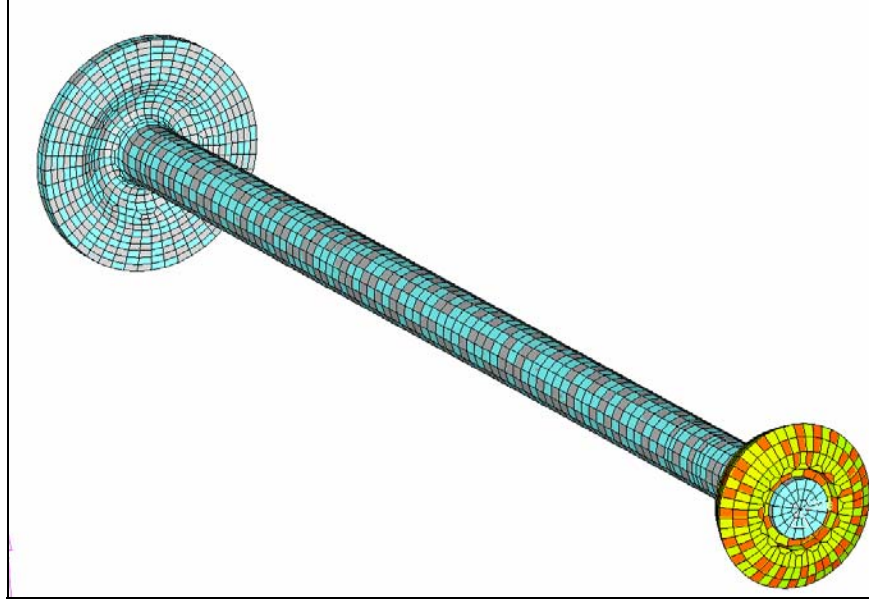
Şekil 4.4. Diferansiyel kutusu sonlu elemanlar modeli

Tablo 4.5. Diferansiyel kutusu sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı

Düğüm noktası sayısı	: 9326
Parça sayısı	: 2
Malzeme sayısı	: 1 (dökme demir)
Eleman sayısı toplamı	: 14866
<i>Eleman tipleri ve adetleri</i>	
CTRIA3	: 500
CQUAD4	: 9324
CPENTA	: 468
CHEXA	: 4572

4.1.4 Aks Mili Titreşim Analizi

Güneş dişlilerden aldığı motor momentini teker poyralarına ileten aks mili sonlu elemanlar analizi Şekil 4.6 içerisinde verilen ağ örülmüş sonlu elemanlar modeline göre yürütülmüştür. Modelin detayları Tablo 4.6 içerisinde verilmektedir.



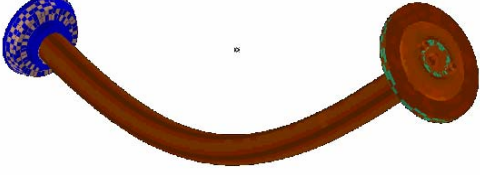
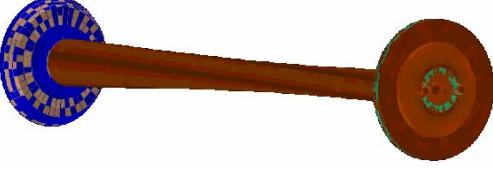
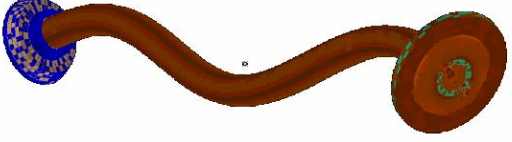
Şekil 4.5. Aks mili sonlu elemanlar modeli

Tablo 4.6. Aks mili sonlu elemanlar modeli eleman dağılımı

Düğüm noktası sayısı	: 9326
Parça sayısı	: 2
Malzeme sayısı	: 1 (çelik)
Eleman sayısı toplamı	: 14866
<i>Eleman tipleri ve adetleri</i>	
CTRIA3	: 16
CQUAD4	: 3704
CPENTA	: 28
CHEXA	: 9738

Analiz sonucunda 0-1000 Hz aralığında dört adet rezonans frekansı tespit edilmiştir. Bu frekanslar geometrileriyle birlikte Tablo 4.7 içerisinde verilemektedir.

Tablo 4.7. Aks mili titreşim analizi

105.76Hz - Eğilme	412.27Hz - Eğilme
	
610.35 Hz - Burulma	886.71 Hz -Eğilme
	

Dişli çalışma frekansının hıza göre değişimi ve arka aks diferansiyel sesinin oluşma mekanizması dikkate alındığında, tespit edilen en kritik frekans burulma geometrisindeki 610 Hz olmaktadır.

4.2. Arka Aks Kompleksi Deneysel Frekans Karakteristik Fonksiyonu Analizi

Arka aksı meydana getiren elemanları yük taşıyıcı olanlar ve moment itilenler olarak gruplanıp titreşim analizleri yapıldıktan sonra, arka aks kompleksinin global doğal frekansını araştırmak amacıyla deneysel frekans karakteristik fonksiyonu (FKF)

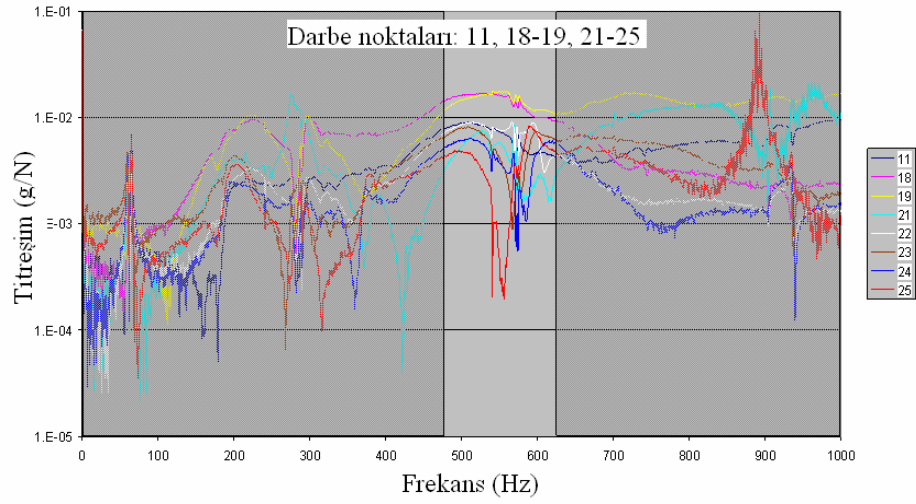
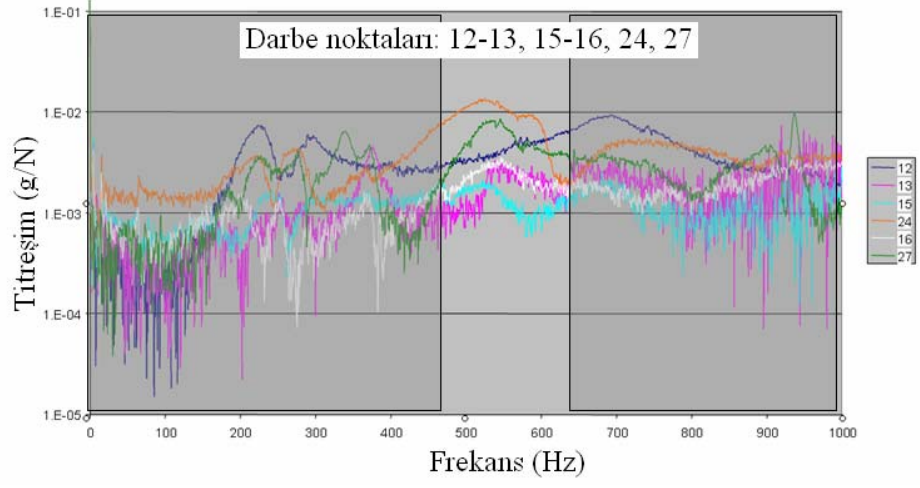
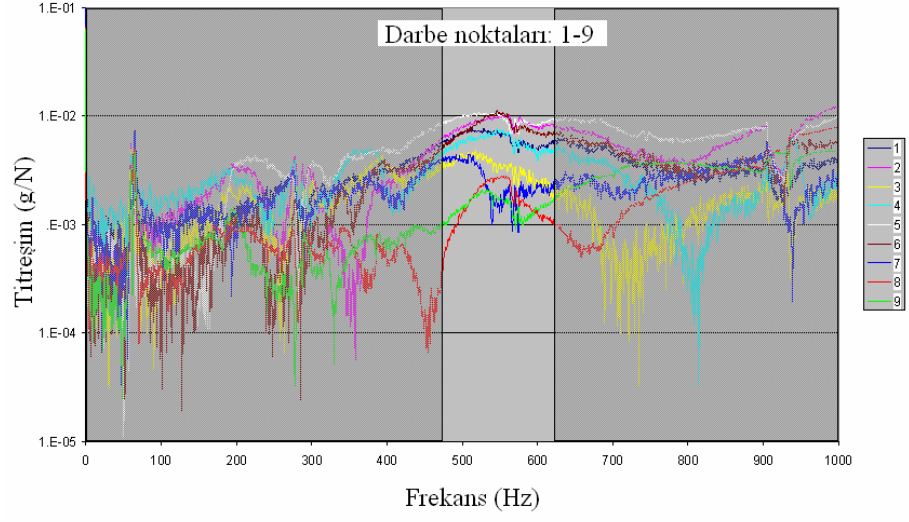
analizi yapılmıştır. Bu çalışmada arka aks Şekil 4.7 de görüldüğü üzere, makasları arka aksa bağlamakta kullanılan u-cıvatalara tutturulan kumaş esaslı malzemeyle çevreden izole edilmiştir.



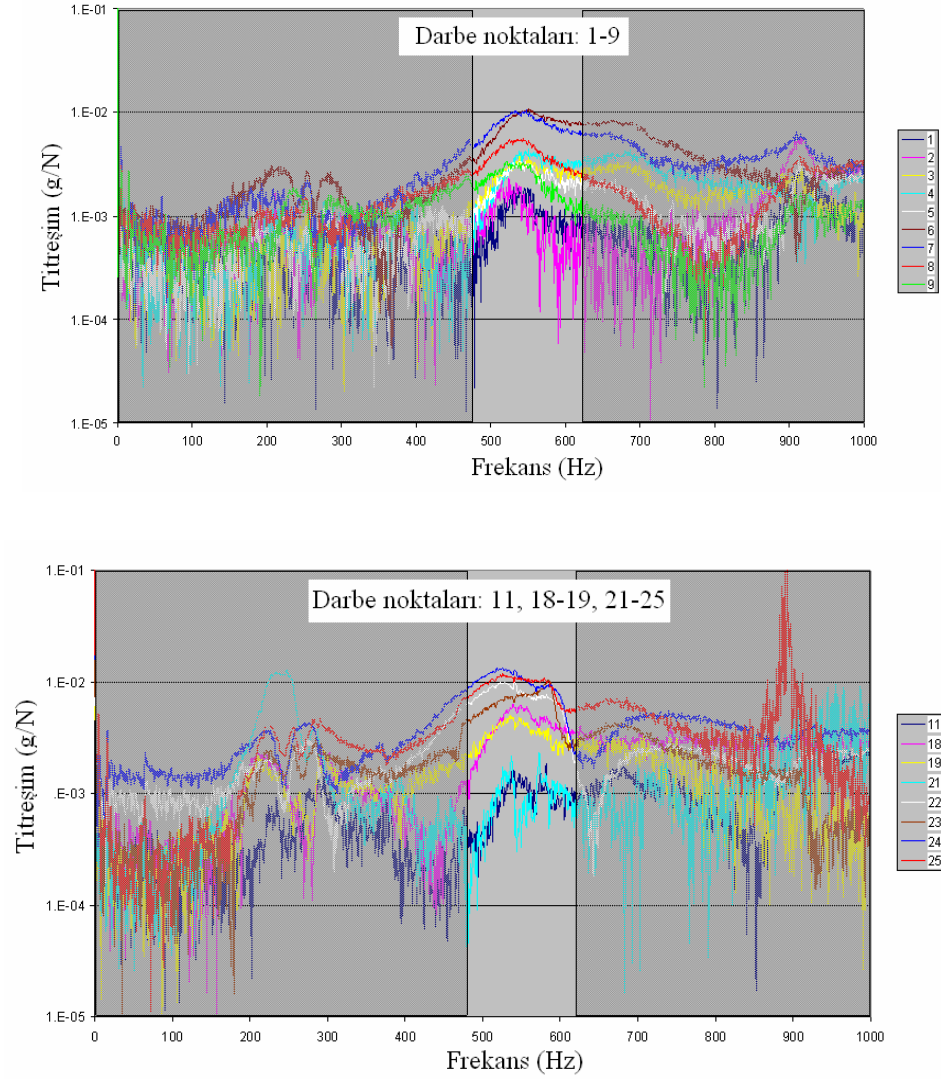
Şekil 4.6. Arka aks deneysel Frekans Karakteristik Analizi darbe noktaları

Gövde şekil içerisinde kırmızı ile gösterilen noktalardan çekiç ile tahrik edilip (1-9, 28-31, 11, 18-19, 21-25) yaprak yayların bağlandığı makas braketleri üzerinden (S) ve damper braketleri üzerinden (D) tek yönde ivme okunmuştur. Damper braketinden okunan değerler Şekil 4.8 içerisinde verilmektedir. Grafikten görülebileceği üzere arka aks kompleksinin global doğal frekansı olarak ortaya çıkan 480-620 Hz aralığı grafikte perdelenmiştir. Taşıyıcı kabuğun sonlu elemanlar analiz sonuçlarının verildiği Tablo 4.5 incelendiğinde 480-620 Hz aralığını içerisinde hesaplanan lokal frekans yaklaşık 511 Hz ve 590 Hz olmaktadır.

Benzer biçimde makas braketinden (S) alınan ivme değerleri Şekil 4.9 içerisinde bulunabilir. Makas braketinden ivme değerleri de aynı biçimde 480-620 Hz aralığının global doğal frekans olduğuna işaret etmektedir.



Şekil 4.7. Damper braketleri üzerinden (D noktaları) alınan titreşim değerleri

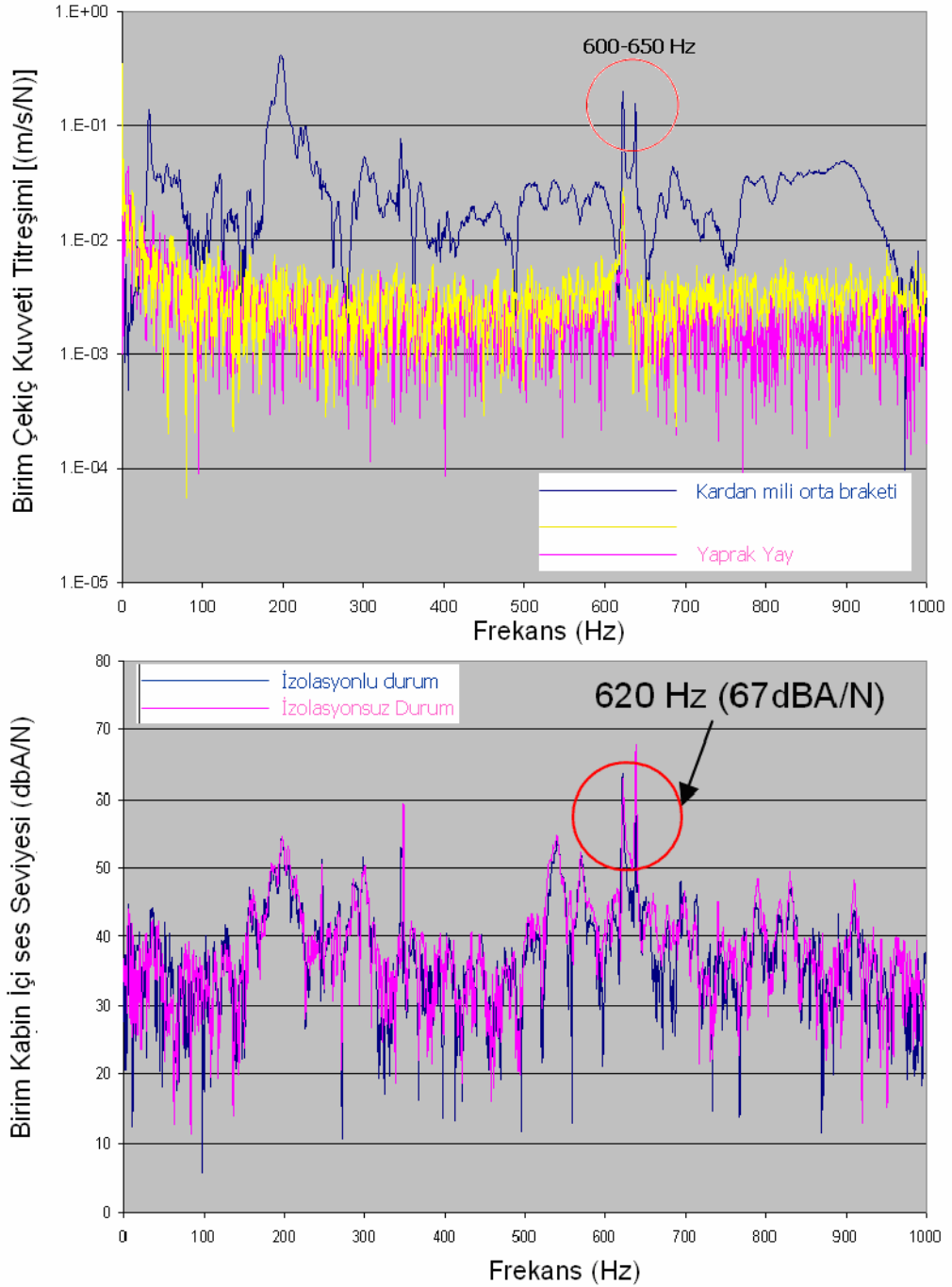


Şekil 4.8. Makas braketleri üzerinden (S noktaları) alınan titreşim değerleri

4.3. Araç Bazında Gürültü ve Titreşim Yayılım Yollarının Analizi

Ayna-pinyon setinin oluşturduğu titreşimlerin komşu aks parçalarını tahrik ettikten sonra gövdeye nasıl iletildiğini anlamak için, aktarma organları çekiçle tahrik edilip belli noktalarda ivme alınarak temel yayılma yolları araştırılmıştır. Buradaki temel hedef, Şekil 2.22 de gösterilen arka aks sesi parametre diyagramı temelinde oluşturulan arka aks sitem modeli (Şekil 2.23) içerisinde gösterilen iletim yollarından hangisinin daha baskın olduğunu anlamaktır. Teorik olarak yüksek frekanslardaki aktarma organları kaynaklı gürültü, direk olarak parçadan hava taşınımı olarak değil, titreşimlerin yapısal taşınım gövdeye iletilmesiyle oluşmaktadır [1]. Bu teoriyi desteklemek için ilk etapta kardan milinin aks bağlantı parçası (Şekil 2.12) çekiçle tahrik edilmiş, kardan mili orta bağlantı braket, sağ yaprak yay ve damper üzerinden

titreşim alınmıştır. Aynı zamanda kabin içerisinde ses seviyesi ölçülmüştür. Sesin yapısal yolla yayılıp yayılmadığını anlamak için, araç tabanı tavan kapamasında kullanılan mukavva ile 60 mm kalınlığında yalıtılmış ve kabin içi ses seviyesi kuvvet oranlanmış tepkisi, hem yalıtılmış durum hem de normal durum için ölçülmüştür. Sonuçlar Şekil 4.10 içerisinde görülebilir. Görüldüğü üzere, yalıtımlı ve yalıtımsız durum için fark olmadığından yapısal taşınım teorisi doğrulanmış olmaktadır. Kardan mili, titreşimlerin iletimindeki en önemli transfer yollarından olmaktadır.



Şekil 4.9. Araç bazında ses transfer yollarının analizi

5. ARAÇ TESTLERİ, ÖLÇÜMLER VE ÖNERİLER

5.1. Vibroakustik Açıdan Kritik Gövde Tipinin Tayini

Diferansiyel sesinin herhangi bir araç gövde veya şasi parametresine bağımlılığını tespit edilmek üzere, 3:77 ve 4.27:1 tahvil oranlarındaki arka akslar araçlarda değerlendirilmiştir. Dördüncü kısımda yapılan deneysel analizler arka aks diferansiyel sesinin baskın oluşma mekanizmasının yapısal taşınılma gövdeye iletilen titreşim enerjisinin panellerden ışımasıyla olduğuna, direk olarak arka aks elemanlarından sesin hava taşınımıyla yayılmadığına işaret etmektedir (bkz Şekil 2.23 ve Şekil 4.9). Bu durum, daha büyük akustik boşluğa sahip gövde tiplerinin arka aks diferansiyel sesi açısından daha kritik olmasını gerektirir.

Tablo 5.1 içerisinde 3.77 ve 4.27 tahvil oranlı arka aksların araç öznel sınıflandırma ölçeğine göre değerlendirmeleri verilmektedir. Tablolar oluşturulurken araçlar çeşitli araç kullanım usullerinde sürülüp, 0-120 kph arasında en kötü durum tablolara yansıtılmıştır.

Beklenildiği üzere C/CAP gövde tipindeki (kasalı hafif kamyon) araçlarda öznel değirdirmeler ‘kabul edilebilir’ olarak ortaya çıkmaktadır. Bunun temel nedeni daha önce de belirtildiği üzere titreşim gövdeye iletdikten sonra, C/CAP gövde tipindeki (kasalı hafif kamyon) araç üzerinde titreşimin ışıyacağı panellerin olmayışı ve yayılacağı akustik boşluğun oldukça küçük olmasındandır. ‘VAN’ gövde tipi en büyük akustik boşluğa sahip olması ve ses dalgalarını yutacak koltuk, taban kaplaması gibi elemanlar bulunmadığından, tablodan açık biçimde görüldüğü üzere en kritik gövde tipi olmaktadır. Şayet taşıma kabini ile sürücü kabinini ayıran bir kabin bölmesi varsa, araç 1 veya 2 puan iyileştirmektedir. Bunun nedeni kabin bölmesi, taşıma kabini yan panellerinden ışıyan sesin sürücü kabinine ulaşmasını engellemesidir. Sürücünün oturma pozisyonu arka aksa yaklaştıkça, yani kısa şasili araçlarda öznel değerlendirmenin 1-2 puan daha kötü olabileceği yorumuna varılabilir. Tablo 5.1 içerisinde 4.27 tahvil oranlı akslar için verilen değerlendirmeler incelendiğinde, arka aks sesinin gövde tipleri arasında çok fazla değişmediği, aksın titreşimleri gövdeyi tahrik edecek düzeyde olmadığı zaman gövde ve şasi tipinin çok

önemli olmadığı sonucuna götürür. Bununla birlikte C/CAP gövde tipindeki (kasalı hafif kamyon) araçların değerlendirmesi yine 1 puan daha iyidir.

Tablo 5.1. Öznel Araç Sınıflandırma Ölçeğine Göre Araçların 3.77 ve 4.27 tahvil oranlı aksların değerlendirilmesi

No	Araç	Gövde Tipi	Şasi Tipi	Tavan Yüksekliği	Kabin Bölmesi	AOS
3.77: 1 Tahvil Oranlı Arka Akslar						
1	4L38101	VAN	1.5 SWB	LR	Yok	4
1	4L38101	VAN	1.5 SWB	LR	Var	6
2	4L34875	VAN	1.5 SWB	MR	Yok	4
3	4L25886	VAN	1.7 MWB	MR	Yok	4
4	4L25746	VAN	1.7 MWB	HR	Var	7
5	4L26764	VAN	1.7 MWB	MR	Var	5
6	4L26762	VAN	1.7 MWB	MR	Var	5
7	4D10586	VAN	1.7 LWB	HR	Yok	4
7	4D10586	VAN	1.7 LWB	HR	Var	5
8	4L46117	VAN	1.7 LWB	HR	Yok	4
9	4L46117	VAN	1.7 LWB	HR	Var	6
10	4E20734	VAN	1.9 EWB	HR	Var	7
11	4L41910	VAN	1.9 EWB	HR	Yok	5
12	4L25587	C/CAB	1.7 MWB	LR	-	7
13	4L26021	C/CAB	1.7 MWB	LR	-	7
14	4E20704	C/CAB	1.7 LWB	LR	-	7
15	4E20724	C/CAB	1.7 LWB	LR	-	7
16	4L36950	C/CAB	1.7 LWB	LR	-	8
4.27: 1 Tahvil Oranlı Arka Akslar						
17	4L31366	VAN	1.5 SWB	LR	Yok	7
18	4L39025	VAN	1.7 LWB	HR	Yok	7
19	4L38441	VAN	1.7 LWB	HR	Yok	7
20	4L38718	C/CAB	1.7 MWB	LR	-	8
21	4L36685	C/CAB	1.7 LWB	LR	-	8

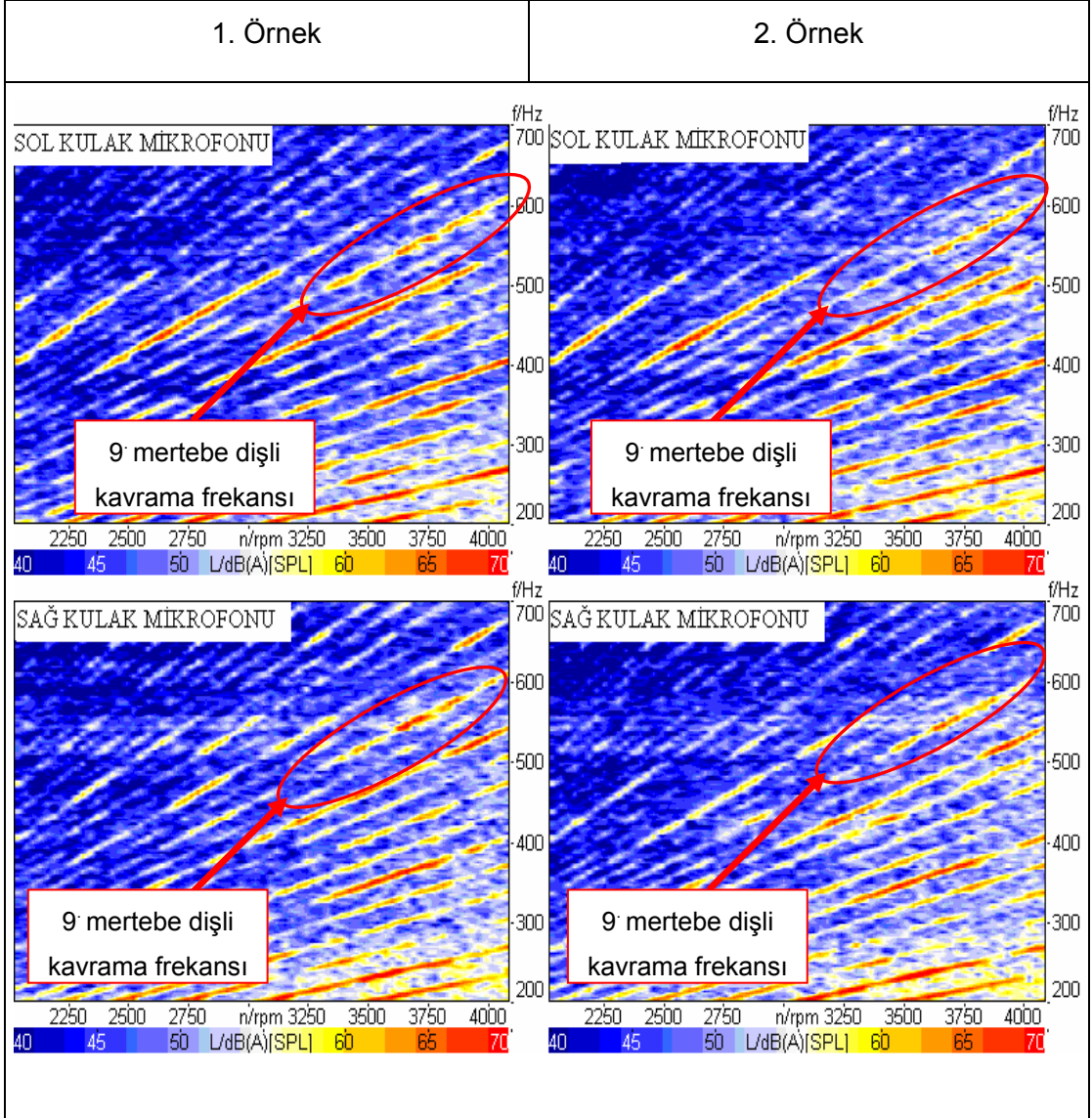
LR : Alçak Tavan
MR: Orta Tavan
HR: Yüksek tavan

1.5 SWB: 3300 kg kısa şasi
1.7 MWB: 3500 kg orta-uzun şasi
1.7 LWB: 3500 kg uzun şasi
1.9 EWB: 4250 kg ekstra uzun şasi

5.2. Kabin İçi Sesi, Aks Titreşimleri ve Arka Aks Rezonans Noktaları Arasındaki İlişkinin Örnekler Üzerinde İrdelenmesi

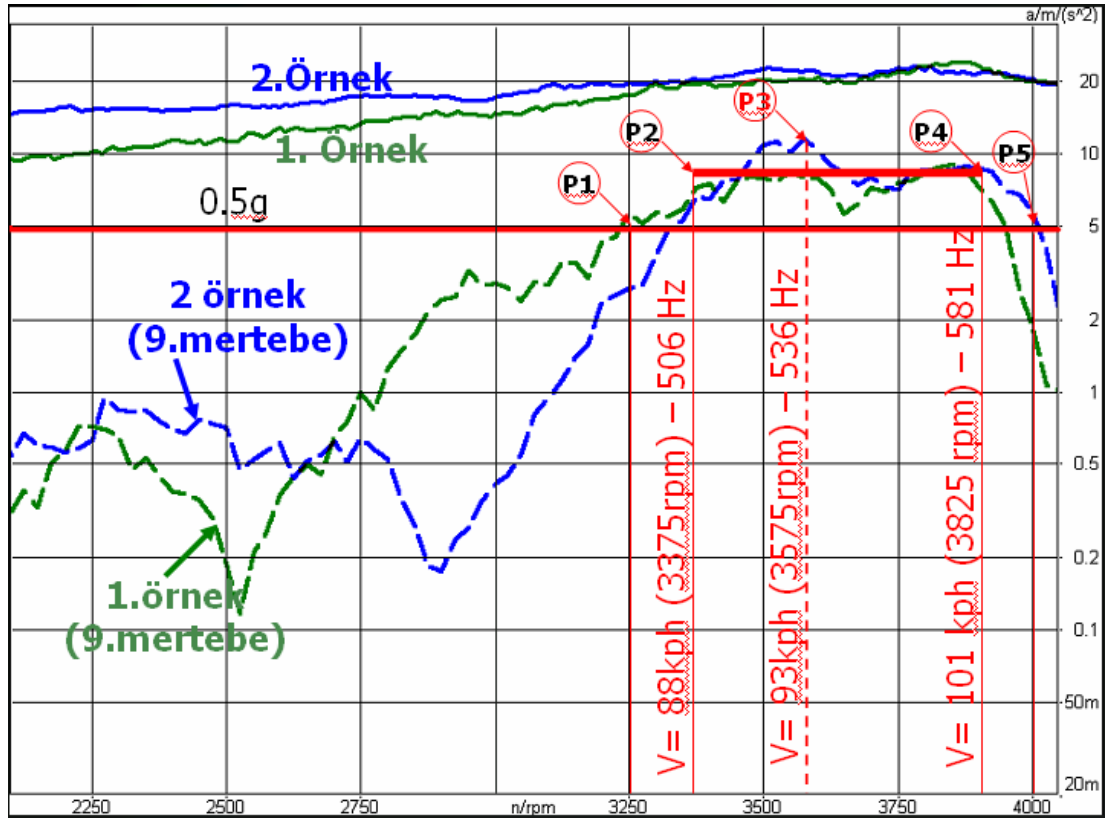
Bu örnekte, 120PS gücündeki 5 ileri kademeli dişli kutusuna (MT75) ve 5.11 tahvil oranlı diferansiyele sahip bir test aracıyla çalışılmıştır. Üçüncü bölümünde gösterilen yöntemlerle, kabin içerisinden ses basınç seviyesi (SPL) ve arka aks pinyon

yatağına yakın bir noktada pinyon burnunun z yönündeki ivmesi (PNZA), kardan mili devir sayısı ile birlikte toplanmıştır. Çalışmada parçadan parçaya değişkenliği diskalifiye etmek adına, farklı zamanlarda imal edilmiş iki numune aks kullanılmış, ses basınç seviyesi, sürücünü sağ kulağına ve sol kulağına denk gelecek biçimde iki noktadan okunmuştur. Kabin içi ses seviyesinin spektrum grafiği Şekil 5.1 de verilmektedir. 9'uncu mertebe baskın biçimde kendini göstermiştir.

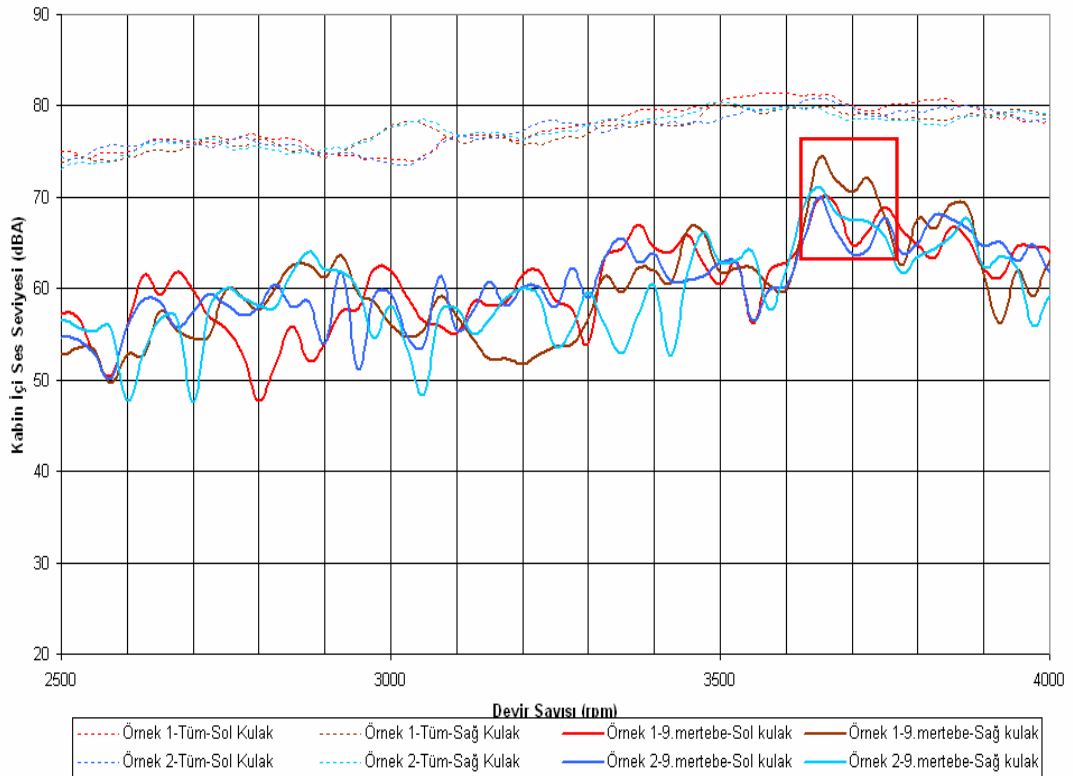


Şekil 5.1. Kabin içi ses spektrumu (Araç: 120PS-MT75-5.11 tahvil oranı)

Kabin içi ses basınç seviyesiyle eş zamanlı olarak pinyondan ivme verisi toplanmıştır. Her iki örnek içinde, pinyonun z yönündeki toplam akselasyonu (PNZA) ve 9'uncu mertebe birleşeni ayrıca gösterilerek, Şekil 5.2 içerisinde verilmektedir. Grafik üzerinde ivmenin zirve bölgesi 5 noktayla işaretlenerek, bu noktaların devir sayıları ve buna karşı gelen araç hızları gösterilmiştir.

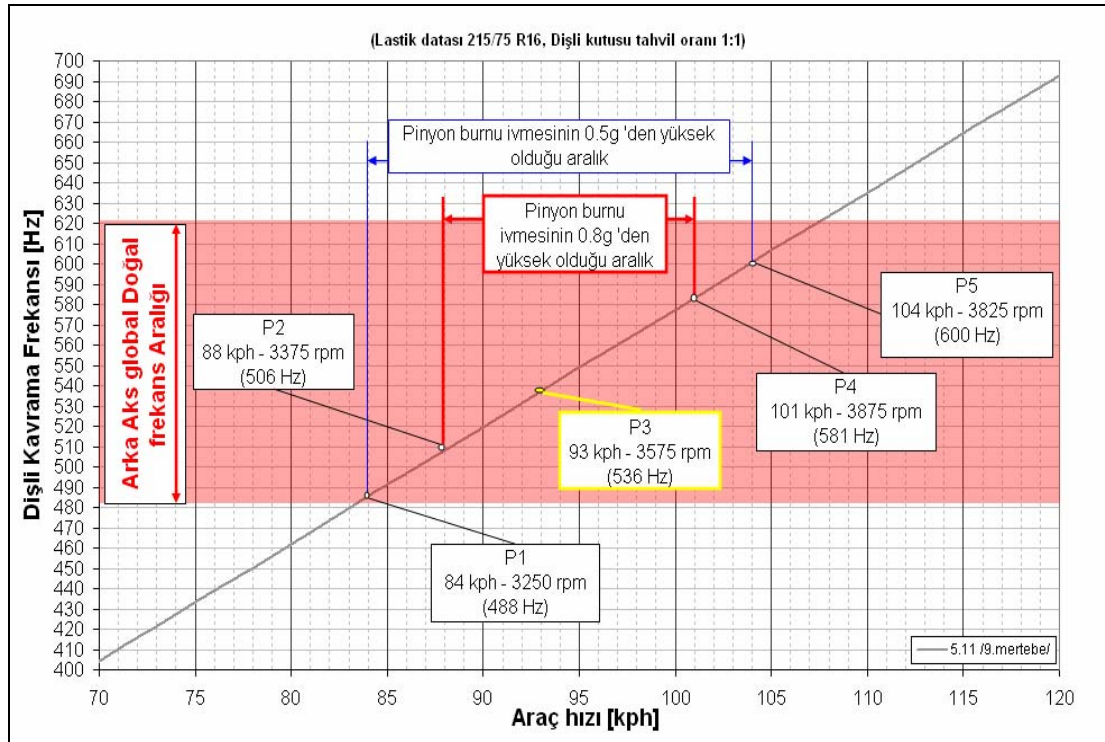


Şekil 5.2. Pinyon Burnu z yönündeki ivme değerleri (PNZA) (5.11 tahvil oranı)



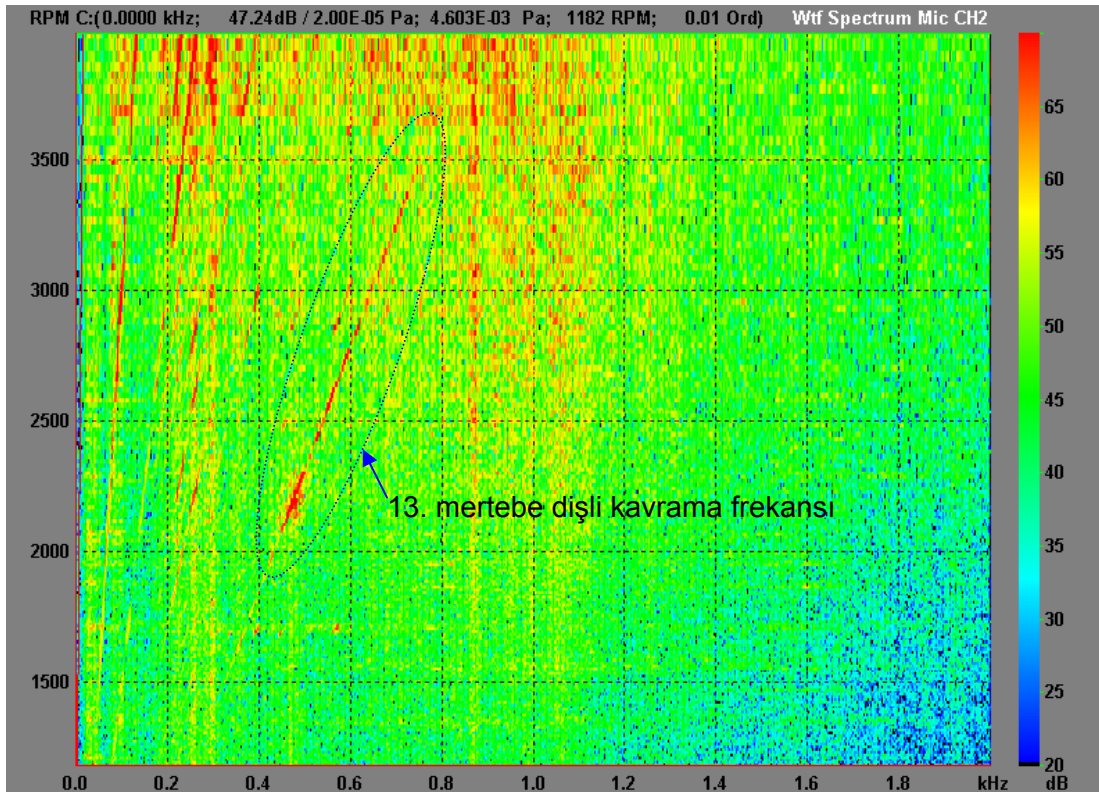
Şekil 5.3. Kabin içi ses seviyesinin devir sayısı ile değişimi (5.11 tahvil oranı)

Buradaki temel amaç, ivmenin artmaya başladığı devir sayılarından araç hızı ve frekans değerlerine yürüyerek, elde edilen sonuçları aks elemanlarının duyarlı olduğu frekans değerleriyle kıyaslamaktır. Benzer biçimde kabin içi ses seviyesinin de devir sayısına göre değişimini gösteren iki boyutlu grafikler çıkarılarak devir sayısı ile ses seviyesinin eğişi frekans bağımsız olarak incelenebilir (Şekil 5.3). Grafikte arka aks diferansiyel sesinin kabin içindeki toplam sese katılımını gösteren dokuzuncu mertebe bileşenleri incelenecek olursa, ivme verisinde gözlemlenen duruma benzer biçimde, yaklaşık 3625 rpm ve 3800 rpm arasında kabin içi ses seviyesinin zirve yaptığı görülmektedir. Şekil 5.2 içerisinde verilen beş noktanın karşı geldiği devir sayısı, çalışmanın dördüncü kısmında elde edilen 480 Hz – 620 Hz aralığının global doğal frekans aralığı olarak işaretlenip gösterildiği, 5.11 tahvil oranı dişli kavrama frekansı – araç hızı grafiğinde, Şekil 5.4 içerisinde gösterilmektedir. Görüleceği üzere, araç hızı hipoid dişlilerin kavrama frekansı 480 Hz -620 Hz aralığını tahrik edecek seviyeye ulaştığında, hem kabin içi ses seviyesi hem de pinyon burnu titreşimleri zirve yapmaktadır. Dolayısıyla bu deney, arka aks diferansiyel sesinin temel kaynağının, 480 -620 Hz aralığının dişli çalışma titreşimleriyle tahrik edilmesi olduğu sonucuna işaret etmektedir.

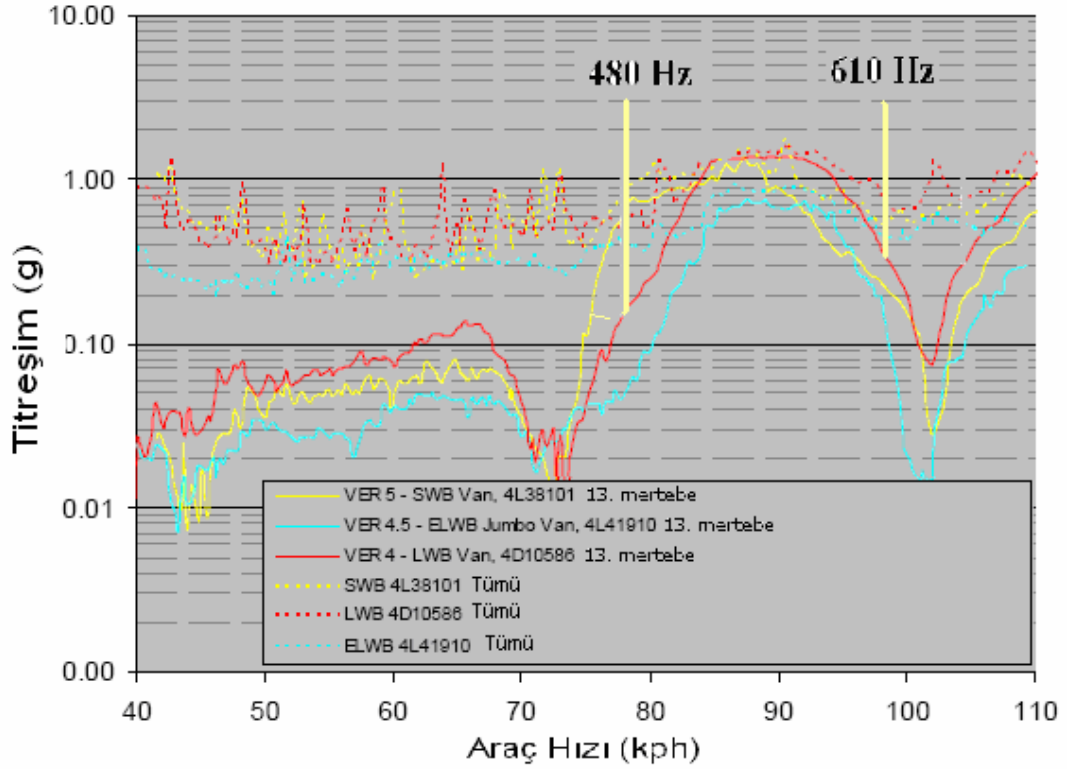


Şekil 5.4. Pinyon burnu titreşimi tepe noktalarının hipoid dişli kavrama frekansı- araç hızı grafiği üzerinde gösterilmesi

Benzer bir çalışma 3.77 tahvil oranlı ayna-pinyon setine sahip olan akslarda tek mikrofon kullanılarak yürütülmüştür. Bu çalışmada birden fazla aks numunesinin, aynı araç üzerinde test edilmesi yerine, kısa (SWB), uzun (LWB) ve ekstra uzun (ELWB) olmak üzere üç farklı şasi tipindeki araç üzerinden kabin içi ses ve pinyon burnu titreşim verisi toplanmıştır. Uzun şasi tipindeki araçtan toplanan kabin içi karakteristik ses spektrumu Şekil 5.5 içerisinde, pinyon burnu titreşimlerinin kardan mili devir sayısına göre değişimi ise üç şasi tipindeki araçlar içinde Şekil 5.6 içerisindeki iki boyutlu grafiklerde verilmektedir. Şekil 5.5 de içerisinde aka aks diferansiyel sesine neden olan 13'üncü mertebe açık olarak kendini göstermektedir. Benzer biçimde pinyonun z yönündeki titreşimlerini gösteren Şekil 5.6 incelendiğindeyse, Şekil 5.2 içerisinde verilen 5.11 oranlı 2 diferansiyelin pinyon burnu titreşimlerine oldukça benzer bir biçimde, 480 Hz ile 610 Hz arasında tepe noktası yapmıştır. Pinyon burnu titreşimleri 550 Hz dolaylarında 1g mertebesinde ölçülmüştür. Araçtan araca, dolayısıyla akstan aksa pinyon burnu titreşimleri benzer seyrediyor olmasına karşın, en büyük akustik boşluğa sahip uzun şasi tipindeki 4D10583 numaralı araç öznel olarak en kötü değerlendirilen araçtır.



Şekil 5.5. Kabin içi ses spektrumu (Araç: 135PS-MT82-3.77 tahvil oranı)



Şekil 5.6. Pinyon Burnu Z yönündeki ivme değerleri (PNZA) (3.77 tahvil oranı)

5.3. Muhtemel Çözüm Önerileri

5.3.1. Dişli Kavrama Frekansının Ötelenmesi

Çalışmanın ikinci kısmında verilen Şekil 2.15 ve Tablo 2.4 birlikte incelendiğinde, tahvil oranı ve pinyon diş sayısının bir fonksiyonu olarak yüksek dişli kavrama frekanslarına çok erken ulaşan, yani DFKE değerleri yüksek olan dişliler, arka aks diferansiyel sesi açısından oldukça kötü sonuç vermektedir. Bunun temel nedeni araç yüksek hızlara ulaştığında, motor sesi, lastik sesi ve rüzgâr sesinin araç içinde baskın biçimde duyulur olması ve diferansiyel sesini bastırması olmaktadır.

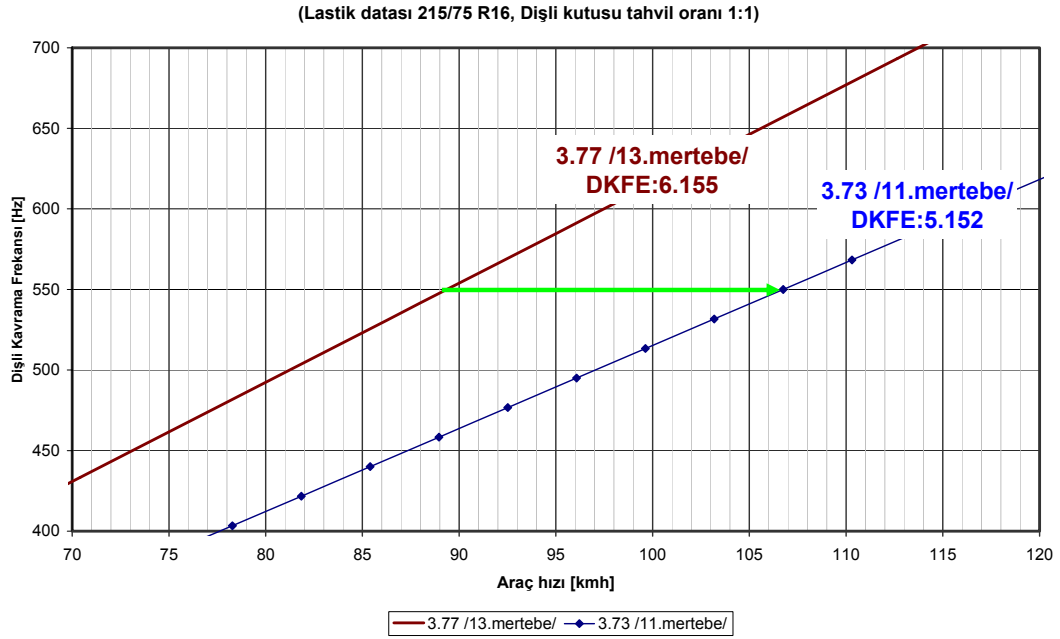
Bu açıdan bakıldığında, problemlili dişli tiplerinde pinyon diş sayısı ve dolayısıyla ayna diş sayısının değiştirilmesiyle, DKFE değeri, tahvil oranındaki küçük değişimleri getirmekle birlikte, mümkün olduğunca problemsiz olan dişlilerin değerlerine yaklaşılabılır. Sonuç olarak, bu kıstasla 3.77 oranlı dişlilerin yerine, önerilebilecek en uygun oran 3.73 olmaktadır. Şüphesiz, bu değişiklikler yapılırken

dikkate alınan en önemli parametreler dişlilerin yük taşıma kabiliyetleri ve mukavemetleridir.

Tablo 5.2. 3.77 ve 3.73 tahvil oranlı dişlilerin kıyaslaması

Tahvil Oranı	Pinyon Diş Sayısı	DKFE
3.77	13	6.155
3.73	11	5.152

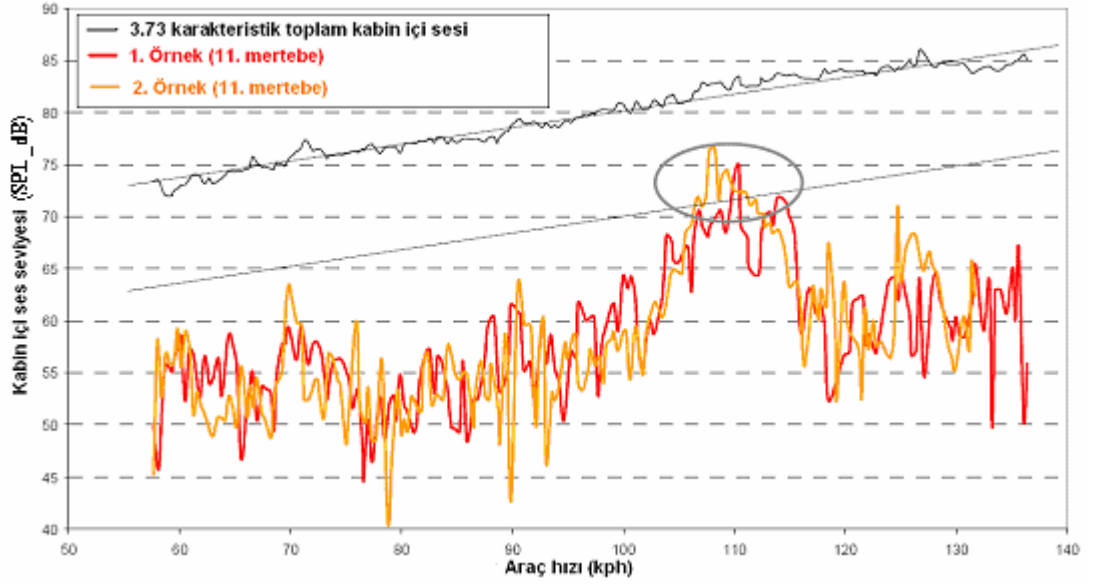
Dişli tahvil oranını 3.77 den 3.73'e değiştirenin etki şekli DKFE üzerindeki etkisi Şekil 5.6 da daha net olarak görülmektedir. Kritik frekans aralığının orta nokrası olan ve genelde Pinyon burnu titreşimlerin 1g mertebesinde ölçüldüğü 550 Hz değerlerine ulaşma noktası 18 kph ötelenmektedir.



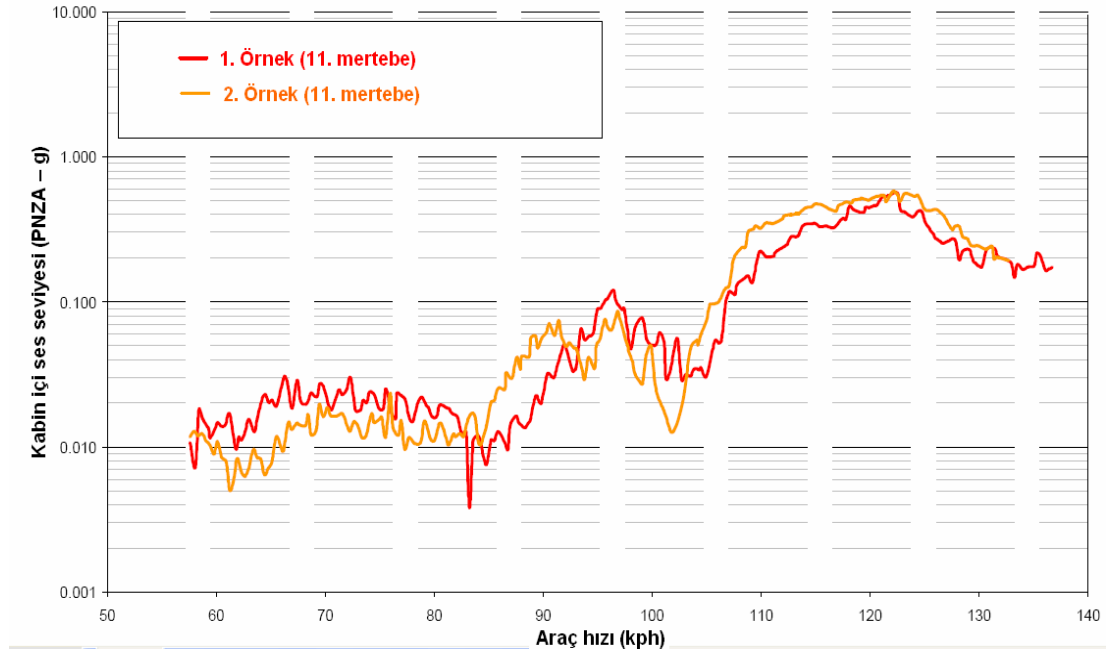
Şekil 5.7. DKFE'nin 3.77 ve 3.73 oranları için kıyaslanması

DKFE değerinin 5.152 olduğu dişlerin gürültü ve titreşim testleri olumlu sonuç vermiş, çeşitli şasi ve gövde tipleriyle yapılan öznel değerlendirmeler sonucunda en kötü değerlendirme, uzun süre aks sesi değerlendirmelerine katılmış dinleyiciler tarafından bile '7' olarak sınıflanmıştır. Orta uzun şasi tipindeki (MWB) bir araçla

yürütülen testin verileri Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 içerisinde verilen grafiklerde gösterilmektedir.



Şekil 5.8. Kabin içi ses spektrumu (Araç: 135PS-MT82-3.73 tahvil oranı)



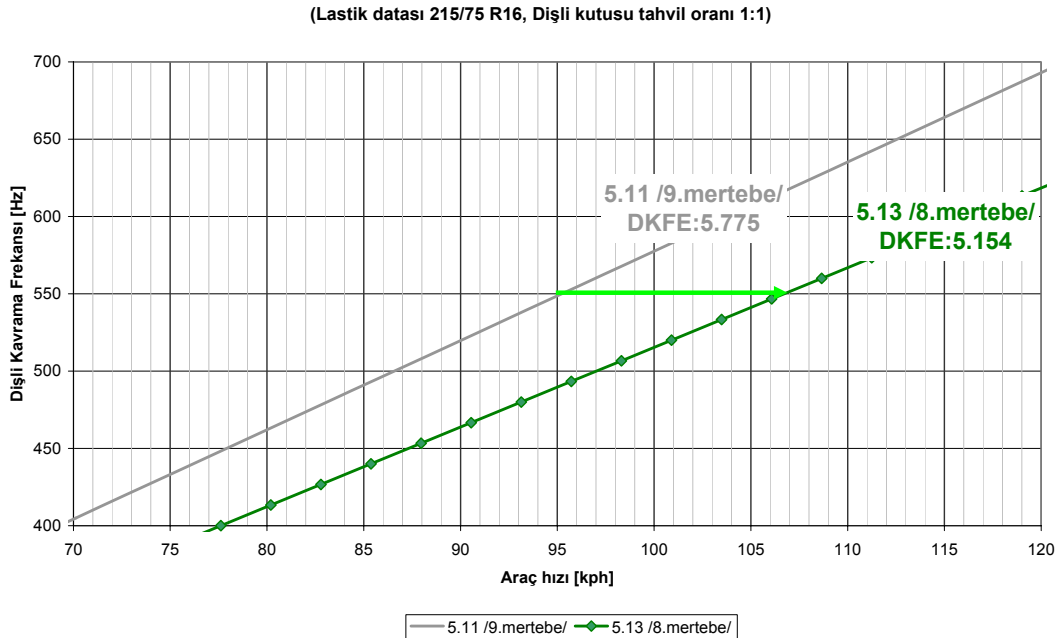
Şekil 5.9 Pinyon Burnu Z yönündeki ivme değerleri (PNZA) (3.73 tahvil oranı)

Dişli tahvil oranını mümkün olduğunca sabit tutarak, benzer biçimde 5.11 tahvil oranının 5.13 ile değiştirilmesi önerilebilir. Bu oran için Pinyon diş sayısı 9. mertebeden, 8. mertebeye değiştirildiğinde, Tablo 5.3 içerisinde görüleceği üzere DFKE problemsiz tahvil oranlarının mertebesine düşer. DFKE'deki değişim Şekil 5.10 içerisinde verilen grafikte daha net biçimde görülebilir.

Tahvil oranı 5.13 dişliler çalışmanın yürütüldüğü sırada hazır olmadığından araç testi sonuçları bu çalışmanın içerisinde verilememiştir. Fakat, benzer biçimde sonuçların 6 ve üzerindeki öznel değerlendirmelere, 0.5g'nin altındaki pinyon burnu titreşimlerine işaret eder biçimde çıkmasıdır.

Tablo 5.3. 5.11 ve 5.13 tahvil oranlı dişlilerin kıyaslaması

Tahvil Oranı	Pinyon Diş Sayısı	DKFE
5.11	9	5.575
5.13	8	5.154



Şekil 5.10. DKFE'nin 5.11 ve 5.13 oranları için kıyaslanması

5.3.2. Dişli HTH Seviyelerinin Düşürülmesi

Dişli yüzey kalitesinin bir fonksiyonu olan hareket transfer hatasını imalat sırasında belirleyen temel unsurlar hipoid dişli işleme yöntemi ve final yüzey talaş kaldırma yöntemi olmaktadır. 'Priemier Automotive Grup' bünyesinde faaliyet gösteren Land Rover ve Jaguar gibi araç üreticilerine arka aks sağlayan firmaların üretimleri incelendiğinde hareket transfer hatasının 10 mikroradyan mertebesinde tutulmasının, hipoid dişli kavrama titreşimlerini önemli ölçüde düşüreceği ve bunun sonucu olarak arka aks diferansiyel sesinin önemli ölçüde azalacağı sonucuna varılabilir. Bununla birlikte dişli tasarımının, dişliler yük altındayken hareket transfer hatasının en az değişeceği biçimde yapılması çok önemlidir.

Hareket transfer hatasının 15 mikroradyan seviyesinin altında yetenekli bir biçimde tutulması için yapılması gereken proses değişikliklerinin başında diş işleme metodunun yüksek hız çelikleriyle sulu kesme yönteminden, kuru kesmeye değiştirilmesi, final yüzey işleminde nümerik kontrollü tezgahların kullanılarak lepleme yapılması veya taşlama yöntemine gidilmesi yer almaktadır. Böylesi bir proses değişikliğinin yaklaşık toplam maliyeti 2,000,000€ devreye girme süresi 9 ila 12 ay olarak hesaplanmıştır.

5.3.3. Taşıyıcı Kovanın Rijitliğinin Arttırılması

Arka aks kompleksinin statik surumda tespit edilen 480-620Hz kritik doğal frekans aralığının en önemli kanyakları, taşıyıcı kabuğun bilgisayar destekli sonlu elemanlar analiziyle yaklaşık 511 Hz ve 590 Hz değerlerinde tespit edilen frekanslar olmaktadır. Bu frekansları ortadan kaldırmak veya 800 Hz'in üzerine ötelemek için kovan, kabuk ve borulardan oluşan yapının rijitliğinin artırılması önerilmektedir.

5.3.4. Aks Millerinin Doğal Frekanslarının Değiştirilmesi

Çalışmanın dördüncü kısmında verilen titreşim analizi incelendiğinde, aks millerinin 610 Hz'de tespit edilen burulma titreşimleri, arka aksın dinamik durumdaki en önemli rezonans kaynaklarından olmaktadır. Bu açıdan bakıldığında, aks milinin malzeme ve ölçülerinin bu frekansı öteleyecek veya ortadan kaldıracak biçimde değiştirilmesi önerilmektedir. Bunun için en uygun çözüm, özellikle önden çekişli araçlarda kullanılan delikli mil tasarımına yürümektir. Çapı 36mm olan aks millerinin içi, 18mm çapında bir delikle tümüyle boşaltıldığında, aks mili burulma mukavemetinin teorik olarak % 94 ünü halen sahip olurken, ağırlık ve atalet momentinde ki değişme

nedeniyle 610 Hz frekansı %10 mertebesinde ötelenebilir. Bununla birlikte, ısıtma işlemi ve malzeme parametreleri, ayrıca aksın paketi izin verdiği ölçüde dış çap değeriyle oynanılarak, bu frekans ~%20 ye kadar ötelenebilirse, burulma frekansı ~750 Hz' e ötelenecektir. Böylesi bir yüksek frekansa araç 120 kph ve üzerinde ulaşacağından (bkz Şekil 2.15), önemli ölçüde burulma rezonans frekansı genel taşıt kullanım aralığının üzerine ötelenmiş olacaktır.

Aks milleri arka aksın moment iletme kabiliyetli belirleyen en önemli elemanlardan olduğundan, böylesi bir değişikliğin tasarımının dondurulması ve deneysel yöntemlerle bu tasarımın doğrulanması göz önüne alındığında, yaklaşık 12 aylık bir süre gerektirir. Arka aksın içerisindeki maliyeti en yüksek elemanlardan olan aks milleri tasarımının önerilen biçimde değiştirilmesinin, imalat süreçleri, gerekli işleme ekipmanı ve malzeme nedeniyle yaratacağı maliyet ise göz önüne alınması gereken bir diğer unsurdur.

5.3.5. Titreşim Transfer Yollarının Sönümleme Özelliklerinin Değiştirilmesi

Çalışmanın ikinci kısmında verilen Şekil 2.12 ve Şekil 2.23 içerisinde verilen grafikler incelendiğinde, titreşim ve diferansiyel sesinin kaynağı olan hipoid dişli karama titreşimleri kadar, bu titreşimlerin gövdeye ne ölçüde sönümlenerek veya yükseltilerek iletildiği de oldukça önemlidir. Bu anlamda, en önemli elemanlar kardan mili, yaprak yaylar ve bunların bağlantı elemanları olmaktadır. Bu elemanlarda yapılacak olan değişiklikler büyük çaplı olacağından, hemen hemen yeni bir araç programı manasına gelecektir. Fakat özellikle yeni araç programlarının geliştirme faaliyetlerinde, bu elemanların sadece kendi sitemsel görevlerini yerine getirme yönüyle değil, dişli titreşimlerinin gövdeye iletimi yönü de dikkate alınarak tasarlanması gerekmektedir.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Önerilen çözümler incelendiğinde kısa vadede devreye alınması en kolay ve ekonomik açıdan en uygun çözüm dişli kavrama frekansının ötelenmesi olmaktadır. Tahvil oranı 3.77 olan dişlilerin yerine, 3.73 oranlı dişliler devreye alınmış ve büyük oranda müşteri memnuniyeti sağlanmıştır. Şu an için 5.13 tahvil oranlı dişlilerin, 5.11 oranlı dişli setlerinin yerine devreye girmesi hedeflenmektedir.

Orta ve uzun vadede önerilen dişli imalat proses değişikliklerinin devreye alınması hem hareket transfer hatasını hem de parçadan parçaya değişkenliği önemli ölçüde düşürecektir.

Titreşim analiz sonucunda bulunan doğal frekans noktalarından kaçınmak için önerilen taşıyıcı kabuk ve aks mili tasarım değişiklikleri daha derin incelenmeli ve uygun bulunan değişiklikler, dayanım yönüyle de doğrulandıktan sonra devreye alınmalıdır.

Özellikle yeni araçların tasarımları dondurulurken kardan mili, yaprak yaylar ve bunların gövde bağlantı elemanları sadece kendi sistemsel görevleri yönüyle değil, aynı zamanda dişli titreşimlerinin gövde aktarılması yönüyle de düşünülmelidir.

Yapılan ölçümler sonucunda arka aks burnu titreşimlerinin 120kph araç hızına kadar 0.5g değerinin altında tutulması bir hedef olarak gösterilebilir. Fakat, böylesi bir hedefin günlük kalite kontrol oditlerinde hayata geçirilmesi için, örnek sayısının belli aralıklarla yapılan testlerle artırılması şattır.

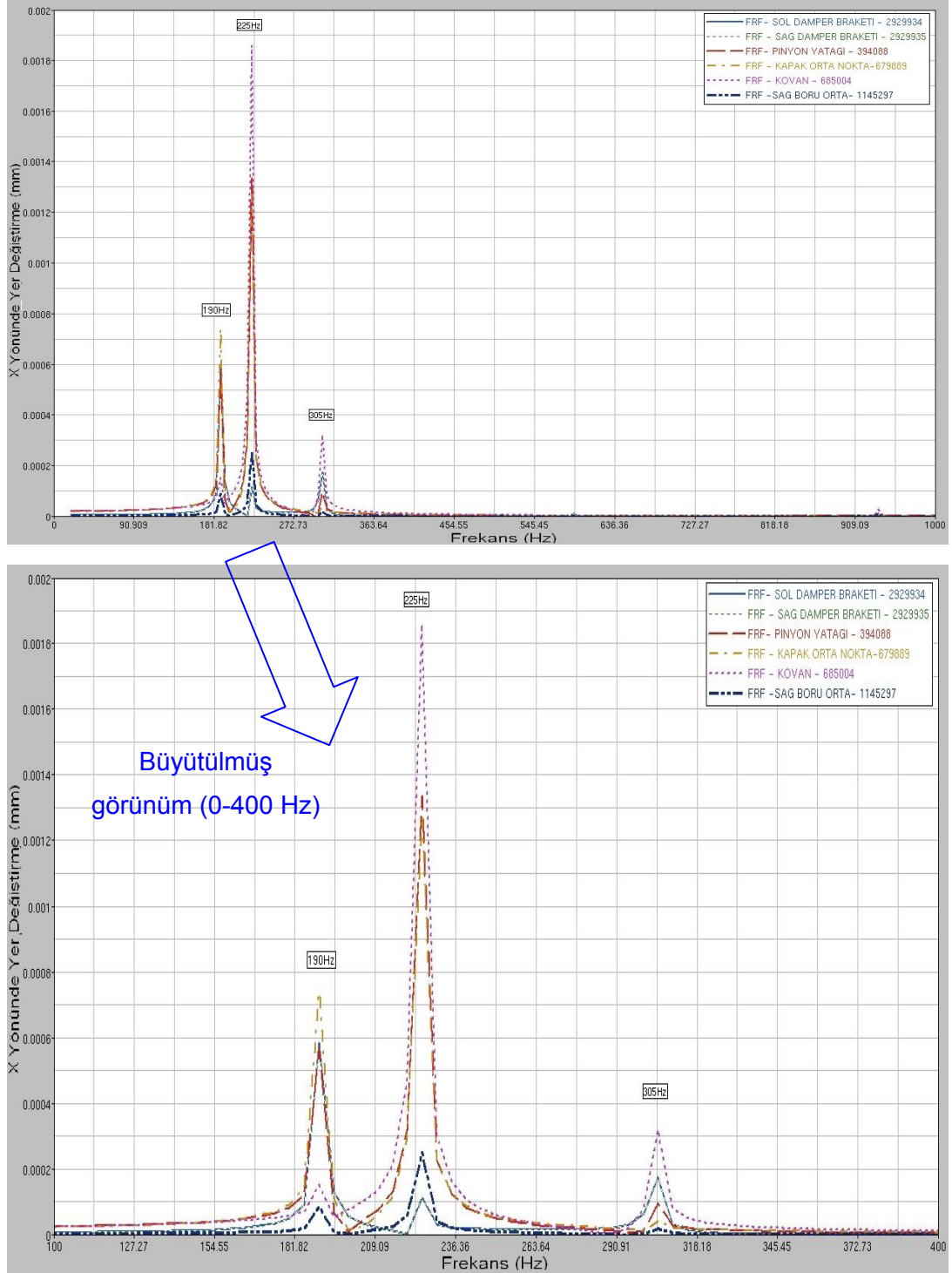
Hat sonu gürültü ve titreşim test ünitesinin %100 kontrol noktası olarak devreye alınması için öncelikle 0.5g hedefinin doğrulanması gerekmektedir. Daha sonra bir hat sonu test tezgâhı tasarımı yapıp, bu tezgâhta ölçülecek titreşim değerleriyle, araç üzerinde ölçülen 0.5g değerinin ilgileşimi yapılmalıdır. Böylesi bir ilgileşimin kurulması ise, hazır olması aylarca sürebilecek bir istatistiksel veri tabanının oluşturulmasını zorunlu kılmaktadır. Bu çalışmanın, istatistiksel veri toplama için gerekli olacak metodolojiyi kurduğuna inanılmaktadır.

KAYNAKLAR

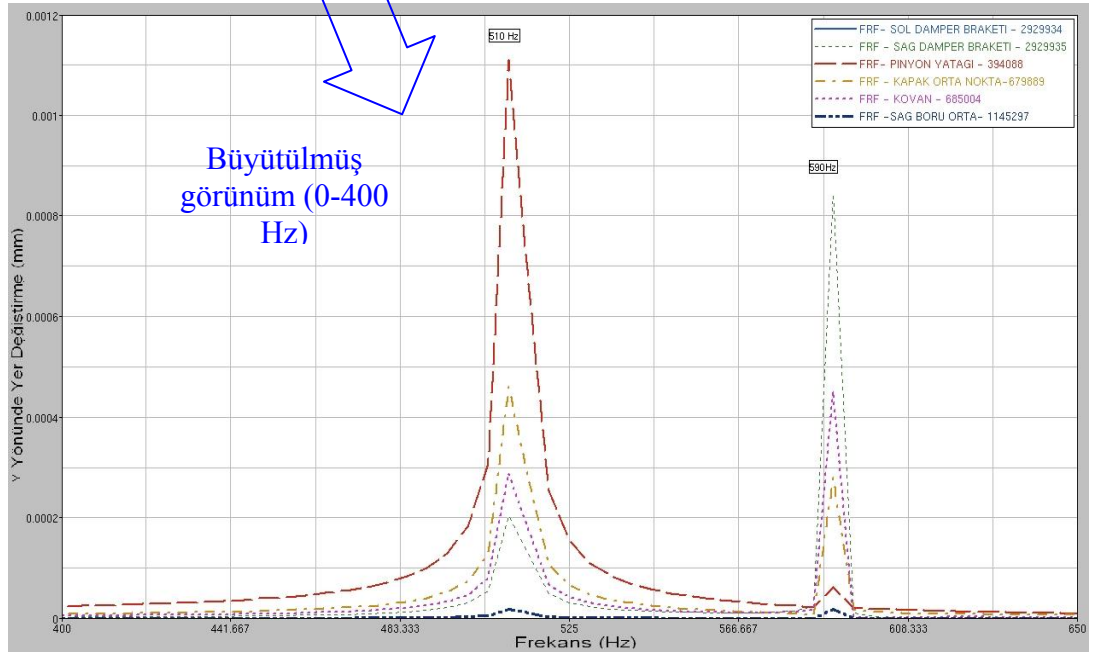
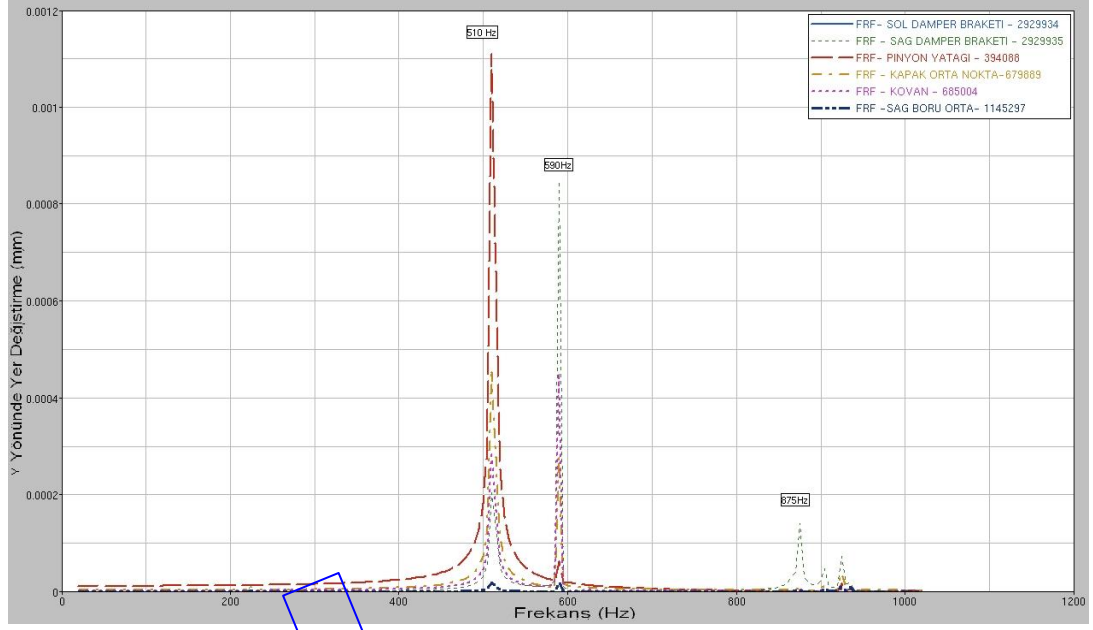
- [1] H.Torab J.Bai J.Zheng S.Cai M.Clapper (Ford Motor Company), Vehicle simulation for reduction of axle gear whine, in Ford Global Noise & Vibration - NVH101 – Vehicle NVH/CAE. 2004: Dearborn, Michigan, USA.
- [2] Bruel & Kjaer, Measuring Sound. 1984, K.Larson and Sons: Denmark
- [3] F.Fahy J.Walker, Fundamentals of Noise and Vibration. 1989: E & FN Spon. 121-164.
- [4] Kinsler, L.E., 1982. Fundamentals of Acoustics, Wiley, New York.
- [5] L.Beranek I.Ver, Noise and Vibration control Engineering. 1992: J.Wiley and Sons. 1-24.77
- [6] Möser, M., 2004. Engineering Acoustics, Springer, Berlin.
- [7] S.Becker S.Yu (New Venture Gear), Objective Noise Rating of gear whine. SAE 1999-01-1720, 1999.
- [8] Wikipedia Encyclopedia, <http://en.wikipedia.org>, 14.11.2005.
- [9] G.Blankenship R.Singh, New rating Indices for gear noise based upon vibro-acoustic measurements. Noise Control Engineering, 1992: p. 81 - 92.
- [10] Başaran, Ses Frekans Tekniği, İ.Eren, www.turkcebilgi.com
- [11] J. Derek Smith, Gears and their Vibration, ed. M. Dekker. 1983: The Macmillan pres limited.
- [12] Prof. Dr. Ahmet Güney, Taşıtlarda Güç İletimi Yüksek lisans Ders Notu, 1989
- [13] Lassa Ürün Kataloğu
- [14] Tandoğan, F.O., 2006. Vehicle Interior Noise Source Contribution And Transfer Path Analysis, M.Sc., İstanbul Technical University, Institute of Science and Technology, İstanbul.

- [15] D.J. Ewins, Modal Testing: theory, practice and application, ed. R.s.p. limited. 2000.
- [16] M.Colabawala J.Sorenson and D.Houser, An experimental procedure for characterization of gear whine noise in a variety of vehicle applications. SAE 2003-01-1488, 2003.
- [17] Yun-Kyung Jo and Byung-Jae Choi, Identification and Reduction of Gear Whine Noise of the Axle System in a Passenger Van, SAE 2005-01-2302
- [18] K.Mori Y.Shibata (Toyota Motor Corp), Optimum Design of Hypoid gear Dimension and tooth surface. SAE 12003-01-0680, 2003.

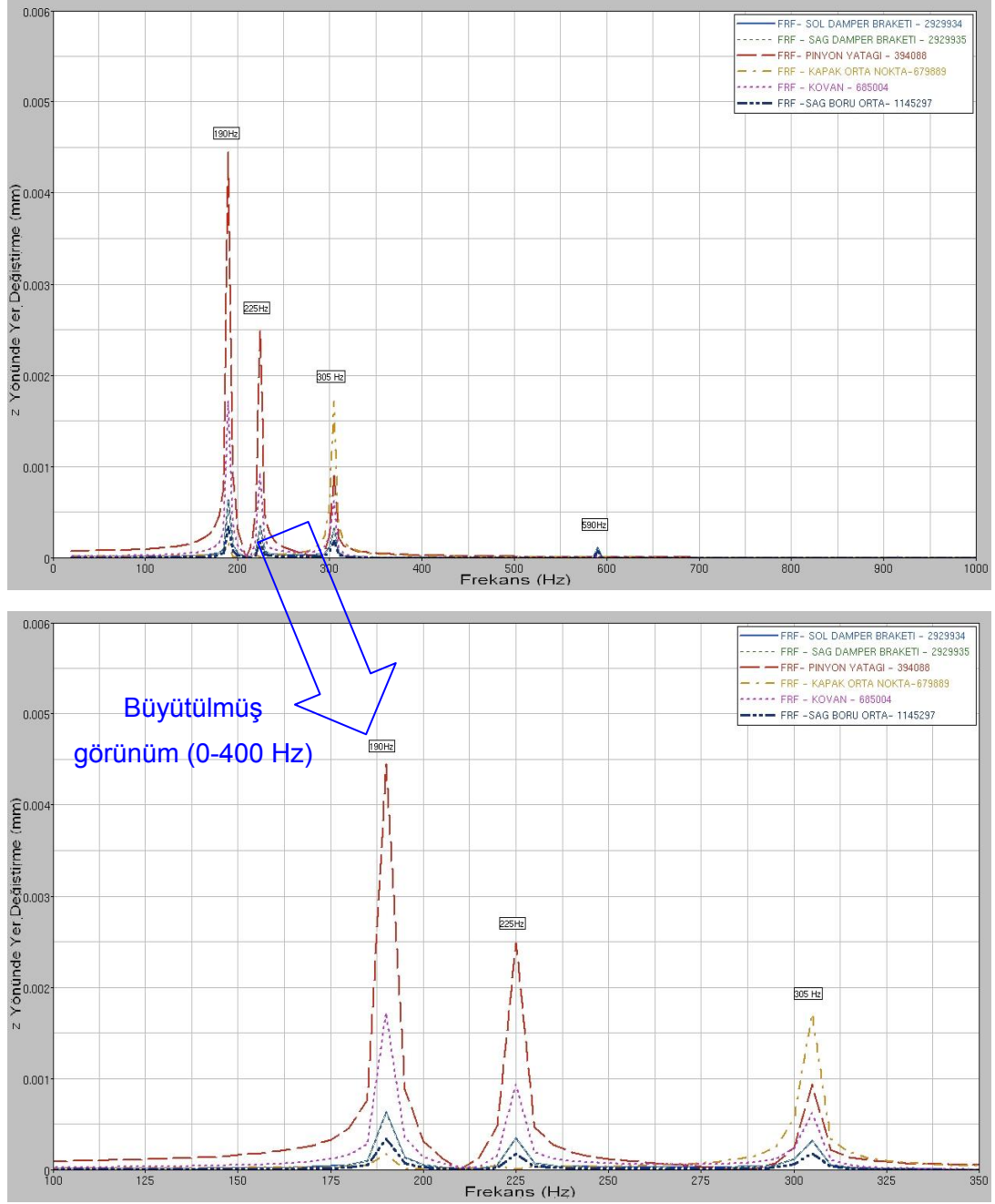
EK A:



Şekil A.1. Nastran FKF Analizi x Yönündeki sonuçları



Şekil A.2. Nastran FKF Analizi x Yönündeki sonuçları



Şekil A.3. Nastran FRF Analizi z Yönündeki sonuçları

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Sivas/Türkiye’de doğmuşum. İlköğrenimimi Gazipaşa ve Behrampaşa okullarında tamamladıktan sonra, 1998 yılından Sivas Kongre Lisesinden mezun oldum. Aynı yıl, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’ne kayıt yaptırdım. Karadeniz Teknik Üniversitesi’nden 2002 yılında mezun olarak ayrıldıktan sonra, aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Otomotiv Yüksek Lisans Programı’na girdim. 2002 -2004 yılları arasında ÖZKOÇ Hidrolik Makina San. ve Tic. A.Ş. bünyesinde tasarım ve geliştirme mühendisliği görevini yürüttüm. 2004 yılından bu yana, FORD OTOMOTIV SANAYİ, ürün geliştirme Departmanı bünyesinde, motor ve aktarma organları grubunda, ürün geliştirme mühendisi olarak çalışmaktayım.